

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**  
**Fakulta strojní**

**PROUDOVÁ VÝVĚVA V SYSTÉMU TURBÍNY K220-44**

**JET AIR VACUUM PUMP IN SYSTEM TURBINE K220-44**

Vypracoval:

Bc. Daniel Baselides

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kolarčík Kamil, CSc

Ostrava 2013



## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Daniel Baselides**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Proudová vývěva v systému turbíny K220-44**  
**Jet Air Vacuum Pump in System Turbine K220-44**

### Zásady pro vypracování:

V diplomové práci proveďte návrh vodoproudé vývěvy, zapojené ke kondenzátoru rekonstruované parní turbíny K 220-44, umístěné v jaderné elektrárně Dukovany.

Stav páry v kondenzátoru:

teplota 35 °C; tlak 5 kPa; suchost za posledním stupněm na turbíně cca 0,87;

množství páry vstupující do kondenzátoru cca 380 kg/h.

Množství odsávaného plynu z kondenzátoru je předpokládáno ve výši cca 45 kg/h.

Při výpočtu uvažujte s pracovní látkou, kterou bude voda o tlaku 300 kPa a teplotě 20 °C.

Na základě termodynamického výpočtu proveďte konstrukční návrh dýzy této vodoproudé vývěvy.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KADRNOŽKA, J. *Lopatkové stroje*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 177 s. ISBN 80-7204-346-3.

KOLARČÍK, K., KAMINSKÝ, J., PUMPRLA, O. *Kompresory*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.

JANALÍK, J., ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2002. 125 s. ISBN 80-248-0038-1.

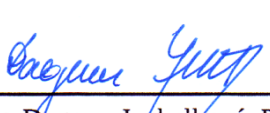
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu. Přílohy H a I nebyl vypracovány, ale byly poskytnuty společností SIGMA GROUP a.s.

V Ostravě dne

.....

podpis studenta

### **Prohlašuji, že**

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití – mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

Jméno a příjmení autora práce:

.....  
Daniel Baselides

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hrádek 435

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl vyjádřit poděkování za ochotu vstřícnost a pozitivní přístup, se kterým jsem se setkal při tvorbě této diplomové práce.

Jmenovitě bych touto cestou rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi, CSc. a konzultantovi Ing. Jindřichovi Louthanovi za jejich cenné rady, objektivní připomínky, ochotu a věnovaný čas.

V neposlední řadě chci rovněž poděkovat svým rodičům za podporu, které se mi dostávalo po celou dobu studia.

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

BASELIDES, D. *Proudová vývěva v systému turbíny K220-44, Diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 52 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem proudového přístroje pro odsávání nekondenzujících plynů z prostoru kondenzátoru. V teoretické části této práce je popsán pracovní proces proudových přístrojů, společně s jejich historií a možnostmi jejich využití. Dále je v práci popis Rankine-Clausiova cyklu a popis metod, kterými lze zvýšit účinnost tohoto tepelného oběhu, přičemž zvýšena pozornost je věnována právě optimalizaci tlaku v kondenzátoru pomocí proudového přístroje. V druhé části této práce je návrh a výpočet vodního ejektoru a následný popis zapojení zařízení do sekundárního okruhu JE Dukovany. Výpočet a návrh vývěvy byl proveden na základě odborné literatury a cenných rad odborníku ze společnosti Doosan Škoda Power s.r.o.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

BASELIDES, D. *Jet air vacuum pump in system turbine K220-44 , Diploma thesis.* Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2013, 52 p. Thesis head: Kolarčík, K.

This diploma thesis deals with the design of a jet device for exhausting non-condensating gases from the condenser area. The theoretical part of the thesis describes the work process of the jet devices together with their history and use. Further there is the work description of Clausius-Rankine cycle and methods that can improve the efficiency of a thermal cycle with increased attention especially focused on the optimization of the pressure in the condenser by using the jet device. In the second part of this thesis there is the design and calculation of a water ejector. In the following part there is a description of the connecting device to the secondary circuit of the nuclear power plant of Dukovany. The calculation and design of a pump was based on the scientific literature and valuable advice of Doosan Škoda Power s.r.o. experts.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

D	$[m]$	vnější průměr
EPK		expandér provozních kondenzátu
L	$[m]$	délka
NTO		nízkotlaké ohříváky
P	$[W]$	příkon
S	$[m^2]$	plocha
T	$[K]$	teplota
V	$[m^3]$	objem
VTO		vysokotlaké ohříváky
Y	$[J \cdot kg^{-1}]$	celková dopravní výška čerpadla
$c_p$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
d	$[m]$	vnitřní průměr
f	$[-]$	poměr průřezu směšovací komory a dýzy
i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie
$m$	$[kg]$	hmotnost
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
p	$[Pa]$	tlak
t	$[^{\circ}C]$	teplota
w	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
x	$[-]$	suchost
$\Delta$	$[-]$	diference
$\alpha$	$[^{\circ}]$	vrcholový úhel
$\mu$	$[-]$	plošné rozšíření difuzoru
$\eta$	$[-]$	účinnost
$\pi$	$[-]$	Ludolfovo číslo
$\rho$	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota



$\sigma_p$	$[-]$	tlakový součinitel
$\varphi$	$[-]$	rychlostní koeficient
$\lambda$	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	tepelná vodivost

## SEZNAM DOLNÍCH INDEXŮ

0	týkající se potrubí parovzdušné směsi
1	tykající se vstupního průřezu dýzy
2	týkající se výstupního průřezu dýzy
3	týkající se směšovací komory
5	týkající se výstupního průřezu difuzoru
celk	celkový
č	čerpadlo
čerp	čerpané
D	difuzor
el	elektrický
ie	izoentropická stavová změna
k	kondenzátor
krit	kritický
o	odhadované
ob	obměňované
p	pára
p	parciální
prut	prutočný
sm	parovzdušná směs
sk	sací komora
v	voda
vzd	vzduch
z	ztráta
zkond	zkondenzované

# Obsah

<b>1</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>PROUDOVÉ PŘÍSTROJE .....</b>	<b>14</b>
2.1	CHARAKTERISTIKA PROUDOVÝCH KOMPRESORŮ .....	14
2.2	HISTORIE PROUDOVÝCH KOMPRESORŮ .....	16
2.3	PRACOVNÍ PROCES PROUDOVÝCH KOMPRESORŮ .....	17
2.3.1	<i>Expanze a urychlení proudu pracovní látky v dýze .....</i>	<i>18</i>
2.3.2	<i>Urychlení proudu hnané látky .....</i>	<i>21</i>
2.3.3	<i>Míšení proudů ve směšovací komoře .....</i>	<i>21</i>
2.3.4	<i>Transformace kinetické energie na energii tlakovou.....</i>	<i>22</i>
2.4	ÚPLATNĚNÍ PROUDOVÝCH KOMPRESORŮ .....	24
<b>3</b>	<b>RANKIN - CLAUSIŮV CYKLUS .....</b>	<b>26</b>
3.1	METODY ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI RC CYKLU .....	26
3.1.1	<i>Navýšení parametrů vstupní páry .....</i>	<i>26</i>
3.1.2	<i>Příhřev páry po expanzi ve VT dílu turbíny.....</i>	<i>27</i>
3.1.3	<i>Regenerační ohřev napájecí vody.....</i>	<i>27</i>
3.1.4	<i>Snižování tlaku v kondenzátoru .....</i>	<i>27</i>
3.2	OPTIMALIZACE TLAKU V KONDENZÁTORU POMOCÍ VÝVĚVY .....	28
3.2.1	<i>Kondenzátor.....</i>	<i>29</i>
3.2.2	<i>Vakuum v kondenzátoru.....</i>	<i>30</i>
3.2.3	<i>Systémy vývěv pro odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru .....</i>	<i>32</i>
<b>4</b>	<b>VÝVĚVA V SYSTÉMU TURBÍNY K220-44 .....</b>	<b>38</b>
4.1	PODMÍNKY V KONDENZÁTORU A ZADANÉ PARAMETRY .....	38
4.2	NÁVRH VODOPROUDÉ VÝVĚVY .....	39
4.2.1	<i>Výpočet množství pracovní látky.....</i>	<i>39</i>
4.2.2	<i>Návrh rozměrů a tvaru dýzy pracovní látky.....</i>	<i>47</i>
4.2.3	<i>Výpočet rozměrů přívodního potrubí pracovní látky.....</i>	<i>48</i>
4.2.4	<i>Výpočet rozměrů přívodního potrubí nasávané látky .....</i>	<i>48</i>
4.2.5	<i>Návrh rozměrů sací komory vodoproudé vývěvy.....</i>	<i>51</i>
4.2.6	<i>Návrh směšovací komory .....</i>	<i>52</i>
4.2.7	<i>Návrh a výpočet rozměrů difuzorového kanálu .....</i>	<i>54</i>
4.3	POPIS KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ VODNÍHO EJEKTORU .....	57

4.4	PROUDĚNÍ PRACOVNÍ LÁTKY V NAVRŽENÉ DÝZE .....	59
4.4.1	<i>Teorie modelování proudění v programu Ansys - Fluent</i> .....	59
4.4.2	<i>Modelování proudění vody v dýze</i> .....	60
4.5	KAVITACE V NAVRŽENÉM VODNÍM EJEKTORU .....	62
<b>5</b>	<b>ZAPOJENÍ VÝVĚVY DO STÁVAJÍCÍHO SEKUNDÁRNÍHO OKRUHU ..</b>	<b>64</b>
5.1	NÁVRH JÍMKY VÝVĚV .....	64
5.2	VOLBA ČERPADLA PRACOVNÍ LÁTKY .....	66
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>69</b>
<b>7</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>70</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>72</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>73</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM GRAFŮ .....</b>	<b>74</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>75</b>

# 1 Úvod

Bytí moderního člověka je nerozdělitelně spojeno s využíváním elektrické energie, jejíž největší část se v současnosti „vyrábí“ v tepelných nebo jaderných elektrárnách za pomoci tzv. tepelných oběhů. Účinnost bloků nejmodernějších elektráren dosahuje 45 %. Spotřeba elektrické energie ve světě stále roste, zatímco zdroje neobnovitelných energetických surovin se zmenšují. Z tohoto důvodu je velká část pozornosti zaměřena zejména na zdokonalování a zefektivňování procesů „výroby“ a snižování vlastní spotřeby energie elektrárenských bloků.

Zvýšení účinnosti byt' jen o desetinu procentního bodu vede k významným úsporám paliva, které je v současné době základním prvkem nutným pro provoz elektráren. Fosilní paliva používané pro „výrobu“ elektrické energie, ať už se jedná o uhlí, ropu, plyn či jaderné palivo, se řadí mezi tzv. neobnovitelné zdroje. Zvyšování účinnosti elektrárenských bloků významně napomáhá k zajištění trvale udržitelného rozvoje a ke snižování emisí  $\text{CO}_2$  a jiných produktů spalování vznikajících během provozu tepelných elektráren. Další stránkou zvyšování účinnosti je stránka ekonomická. Při snížení nákladů na výrobu (potřeba menšího množství paliva) zůstává zisk z prodeje elektřiny konstantní. Tyto finanční prostředky po pokrytí nákladů na modernizaci bloků, by mohly být věnovány na rozvoj a zvyšování účinnosti současných technologií pro transformování energie nebo na výzkum nových technologií pro získávání energie nejen z fosilních paliv.

Ke zvyšování účinnosti tepelných oběhů se v současné době používají různé metody a zařízení. Těmito zařízeními mohou být, v závislosti na použité metodě, například speciální tepelné výměníky sloužící k ohřevu napájecí vody před vstupem do parního generátoru, zařízení sloužící k optimalizaci tlaku v kondenzátoru a další.

Cílem této diplomové práce bude právě návrh zařízení, které napomáhá ke zvyšování tepelné účinnosti elektrárenského bloku s kondenzační parní turbínou.

První část práce se bude věnovat problematice proudových přístrojů, jejich rozdělení, historii a využití, především pak využití v energetice.

Další část práce se bude zabývat nejvyužívanějším tepelným oběhem, který slouží k transformaci energie chemicky vázané v palivu na energii elektrickou, a bude obsahovat popis různých metod zvyšování účinnosti tohoto oběhu. Zvláštní pozornost bude pak věnována metodě optimalizace tlaku v kondenzátoru.

Jádrem diplomové práce bude termodynamický výpočet a návrh hlavních rozměrů vodoproudé vývěvy připojené ke kondenzátoru rekonstruované parní turbíny K220-44

umístěné v sekundárním okruhu Jaderné elektrárny Dukovany. Navrhovaná vývěva bude sloužit k odsávání nekondenzujících plynů z prostoru kondenzátoru, a tím bude napomáhat k optimalizaci podmínek v kondenzátoru. Výpočet množství pracovní látky, od které se budou odvíjet hlavní rozměry ejektoru, bude proveden dvěma způsoby. Součástí této kapitoly bude i popis konstrukčního řešení dýzy pracovní látky a modelování proudění v navržené trysce pomocí programu Ansys Fluent.

Poslední část práce se bude zabývat zapojením navrženého zařízení do stávajícího sekundárního okruhu Jaderné elektrárny Dukovany.

## 2 Proudové přístroje

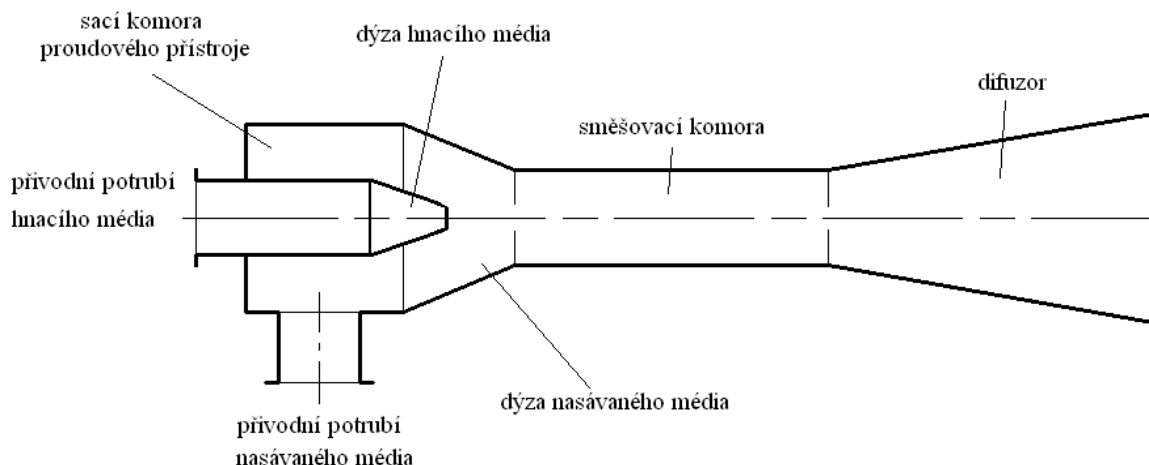
Proudové přístroje lze bez ohledu na jejich funkci rozdělit na turbíny, rotodynamické kompresory častěji také označované jako turbokompresory a proudové kompresory [7]. Všechna tato zařízení jsou sekundárními energetickými stroji, jejichž úkolem je transformovat určitý druh energie na jiný požadovaný druh energie. Jelikož cílem této práce je navrhnout proudový kompresor, je nezbytné se seznámit s jeho stavbou, historickým vývojem a v neposlední řadě také principem, na kterém tyto konstrukčně jednoduchá zařízení pracují. Tato kapitola je zpracována na základě odborné literatury [3],[4] a [8].

### 2.1 Charakteristika proudových kompresorů

Proudové kompresory se řadí k přístrojům, které se využívají pro stlačování nebo odsávání plynů a kapalin. Pro ty přístroje, jejichž úkolem je komprimovat plyn, páru nebo kapalinu se také užívá název injektory. Proudové kompresory, které slouží naopak pro odsávání nebo vytváření podtlaku či vakua, se nazývají ejektory. Jednotný název „proudové přístroje“ mají však proto, že pracují na stejném principu, a tím je změna hybnosti pracovní látky. Tato změna hybnosti je dle rovnice zachování celkové energie doprovázená poklesem a nárůstem tlaku, přičemž pokles tlaku pracovního prostředí je využíván k přisávání látky, kterou je potřeba odsát nebo stlačit. Hnacím prostředím se rozumí ta látka, která je zdrojem energie pro pracovní procesy v proudovém přístroji. Hnaným prostředím je látka, kterou je nutno odsát nebo stlačit. Výhodou proudových kompresorů je, že k urychlení proudu hnaného prostředí a jeho následné kompresi není zapotřebí složitého klikového mechanismu, který se používá u pístových kompresorů nebo oběžného lopatkového kola jak je tomu u turbokompresorů. K urychlení i zpomalení proudu kapaliny a s tím souvisejícího poklesu i nárůstu tlaku, se využívá pouze měnicích se průtočných průřezů hlavních částí proudových kompresorů. Pokud se jedná o funkční skladbu, je každý proudový kompresor tvořen těmito základními částmi:

- přívodní potrubí hnacího a hnaného média,
- sací komora
- dýza hnacího a dýza nasávaného média,
- směšovací komora,
- difuzor.

Schéma proudového přístroje s označenými částmi je na obr. č. 2.1.



*Obr. č. 2.1 Schéma proudového přístroje*

Při projektování přívodního potrubí je brán ohled především na jeho průměr a tlakové ztráty. Výsledkem je tzv. ekonomický průměr potrubí, který je kompromisem mezi energetickými ztrátami a náklady na pořízení a údržbu potrubí. V praxi to znamená navrhnout průměr potrubí takový, aby rychlost proudící látky byla

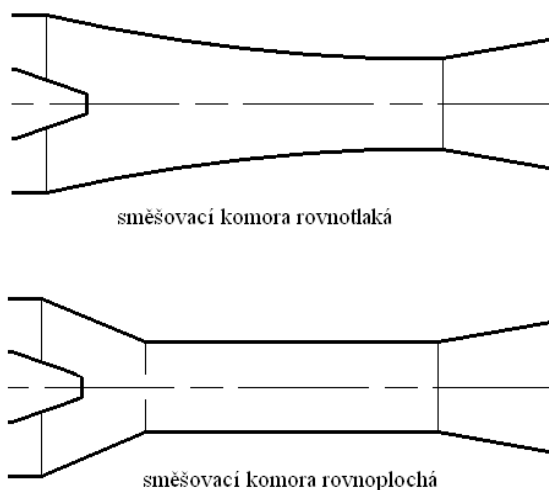
10 – 20 m/s pro plyny,

0,5 – 3 m/s pro kapaliny.

Dýzy hnacího a dýzy hnaného média jsou zpravidla vyráběné z kvalitních materiálů, bývají velice precizně tvarovány a vzájemně nastavovány. Toto všechno se provádí z důvodu zajištění přívodu tekutin správnými rychlostmi a směry, aby následné míšení proudů ve směšovací komoře proběhlo pokud možno co nejdokonaleji. Při konstrukčním navrhování přívodního potrubí i dýz je kladen důraz na jejich snadnou vyměnitelnost.

Na vstupní dýzy navazuje směšovací komora, ve které dochází k promíchávání proudu obou látek. Toto míšení je zpravidla turbulentní a dochází během něj k předání části kinetické energie pracovního média médiu nasávanému. Jestliže se jedná o tvar směšovací komory, ta může být buď s konstantním průřezem – válcová často také označována jako rovnoplochá, anebo se může velikost jejího průřezu po délce měnit. V tomto případě mluvíme o směšovací komoře rovnotlaké. Oba tyto typy směšovacích komor jsou uvedeny na obr. č. 2.2.

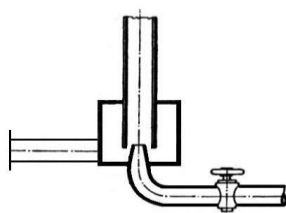
Proudový přístroj je ukončen difuzorem, který slouží k převodu části kinetické energie zpět na tlakovou. Touto transformací se dosáhne částečného navýšení účinnosti celého zařízení.



*Obr. č. 2.2 Základní tvary směšovacích komor*

## 2.2 Historie proudových kompresorů

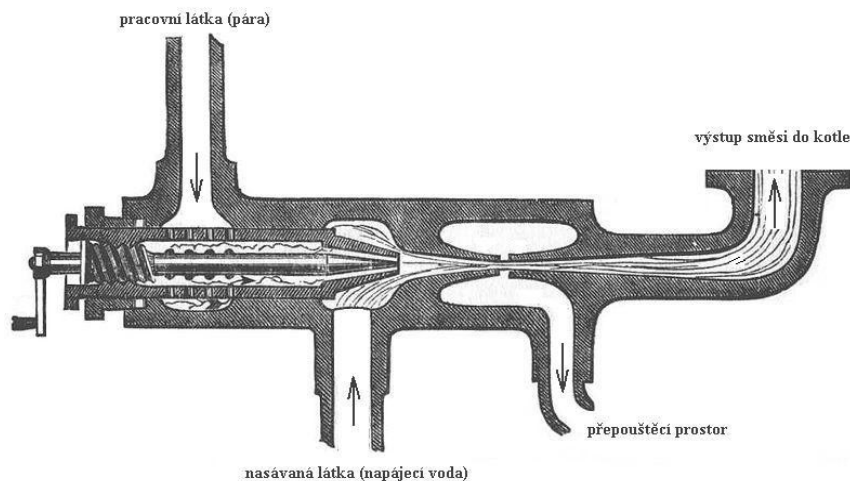
První proudový přístroj byl zkonstruován již v 16. století Vitoriem a Philibertem de Lorm. Tento přístroj se podobal dnešním rozstřikovačům a v technické praxi nenašel využití. Dokonalejší konstrukci proudového přístroje předvedl až v roce 1818 markýz d'Ectot. Jeho zařízení již v té době mělo všechny základní prvky současných proudových kompresorů. D'Ectotův proudový přístroj je na obr. č. 2.3. Bohužel i tento model, z důvodu překonávání pouze velmi nízkých protitlaků, našel jen nepatrné praktické upotřebení.



*Obr. č. 2.3 Proudový přístroj markýze d'Ectot*

Za pravého vynálezce těchto zařízení je však považován Giffard. Tento francouzský vynálezce si v roce 1848 nechal patentovat paroproudý injektor s přepouštěcím prostorem, viz obr. č. 2.4.





*Obr. č. 2.4 Giffardův paroproudý injektor pro napájení parního kotle*

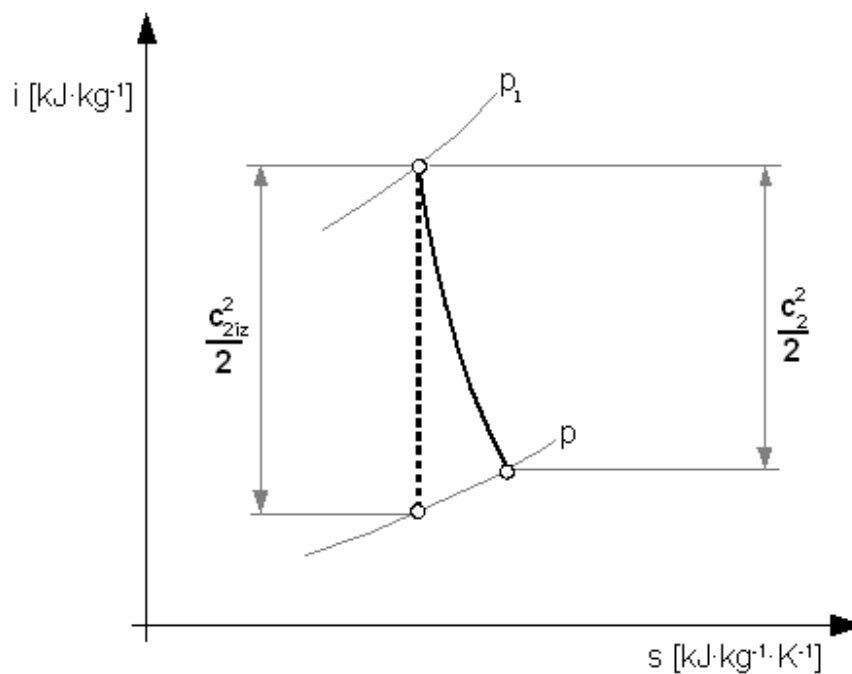
Řada následujících konstruktérů vynaložila značné úsilí ve snaze zdokonalit proudové přístroje, a to především s ohledem na jejich spolehlivost. Po vyřešení problému spolehlivé činnosti, bylo veškeré další úsilí věnováno zjednodušování obsluhy a zvyšování hodnot překonávaných protitlaků. S postupem času se tato zařízení rozšířila i do dalších oborů. Uplatnění našly tyto stroje například v oblasti chladicí techniky, avšak největšího stupně zdokonalení, v tehdejší době, dosáhly proudové přístroje v oblasti napájení kotlů parních lokomotiv. V současnosti se proudové kompresory používají v různých průmyslových odvětvích, a hnacím prostředím už není pouze vodní pára, ale také různé plyny nebo i kapaliny.

## 2.3 Pracovní proces proudových kompresorů

Pracovní proces proudového kompresoru je charakterizován následujícími změnami: expanze pracovní látky v dýze, urychlení proudu nasávané látky vlivem tlakové difference mezi nasávanou látkou a pracovní látkou po výstupu z dýzy, turbulentní míšení proudů ve směšovací komoře a nakonec přeměna kinetické energie směsi na energii tlakovou v difuzoru. Toto je jen velice stručný popis procesů, které probíhají v proudovém přístroji. V následujícím textu jsou jednotlivé změny přiblíženy a podrobněji vysvětleny.

### 2.3.1 Expanze a urychlení proudu pracovní látky v dýze

Dýza je konstrukčně velmi jednoduché zařízení, ve kterém dochází k transformaci entalpie proudícího média na kinetickou energii, přičemž tlak média na výstupu je menší než na vstupu. Expanze v dýze znázorněna v  $i$ - $s$  diagramu je na obr. č. 2.5.



Obr. č. 2.5 Izoentropická a skutečná expanze znázorněna v  $i$ - $s$  diagramu

Při průtoku tekutin zužujícími se kanály platí zákon zachování hmotnosti, respektive hmotnostního toku. Tento zákon říká, že hmotnostní tok látky protékající zužující se proudovou trubicí je konstantní, a je popsán rovnicí kontinuity.

$$\dot{m} = \rho \cdot w_1 \cdot S_1 = \rho \cdot w_2 \cdot S_2 = konst \quad (2.1)$$

Tedy při zmenšujícím se průřezu „ $S$ “ musí automaticky narůstat rychlost kapaliny „ $w$ “ proudící dýzou tak, aby hmotnostní tok „ $m$ “ zůstal konstantní.

Platí zde samozřejmě i zákon zachování energie, který pro izoentropickou stavovou změnu lze vyjádřit rovnicí:

$$i_1 + \frac{1}{2} \cdot w_1^2 = i_2 + \frac{1}{2} \cdot w_2^2 = konst \quad (2.2)$$

Tato rovnice se používá především při výpočtu, kde proudícím médiem je plyn nebo pára.

Vzhledem k diferenci entalpií na vstupu a na výstupu z dýzy, lze při výpočtu zanedbat kinetickou energii, především pak pokud rychlost proudící látky je nízká, například při výtoku kapaliny z nádoby nebo při proudění potrubím nízkými rychlostmi. V případě zanedbání vstupní rychlosti lze výstupní rychlost vypočítat ze vztahu

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_2)} \quad (2.3)$$

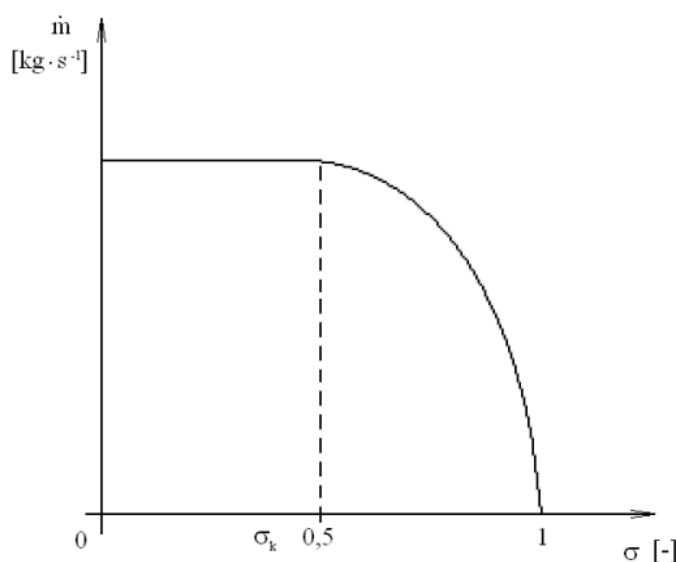
Při protékání dýz kapalinou se používá vzorec Torriceliho, který má tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_1^2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_2^2 = konst \quad (2.4)$$

a při zanedbání vstupní rychlosti má odvozený vzorec pro výstupní rychlost tvar:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \left( \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right)} \quad (2.5)$$

Pokud jsou pevně stanoveny rozměry dýzy, pak je hmotnostní tok i rychlost látky proudící dýzou určen rozdílem tlaků látky před a za dýzou. Pro proudění plynů a pár platí, že s klesajícím protitlakem, tedy se snižujícím se tlakovým poměrem  $p_2/p_1$ , se zvětšuje hmotnostní průtok látky dýzou pouze do určité hodnoty tlakového poměru. Tento tlakový poměr je na obr. č. 2.6 označen symbolem  $\sigma_k$  a odpovídá přibližně hodnotě 0,5. Při tomto tlakovém poměru dosahuje hmotnostní průtok svého maxima. Od tohoto tlakového poměru je až do expanze do vakua hmotnostní průtok konstantní.



Obr. č. 2.6 Charakteristika dýzy

S ohledem na požadovaný výstupní tlak mohou pro hodnotu výstupní rychlosti proudící látky nastat tyto stavy:

$$w_{2,ie} < w_{krit}$$

$$w_{2,ie} \geq w_{krit}$$

kde,

$w_{krit}$  – je kritická rychlost, která je rovná místní rychlosti zvuku za daných podmínek,

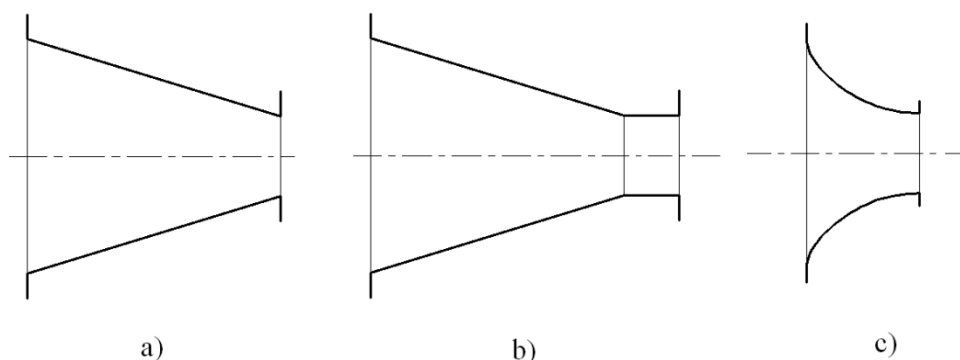
$w_{2,ie}$  – je rychlost média ve výstupním průřezu dýzy při izoentropickém proudění.

### Dýza podkritická

Dýzou podkritickou nazýváme tu dýzu, ve které rychlost proudící látky ve výtokovém otvoru je menší než rychlost zvuku. Této skutečnosti odpovídá i poměr tlaků.

$$\frac{p_{2,ie}}{p_1} > \frac{p_{krit}}{p_1}$$

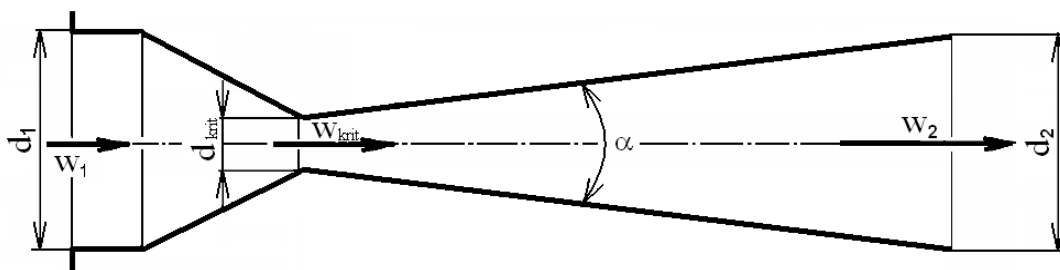
Pro tento typ dýzy se také často používá název zužující se dýza nebo méně používané označení konvergentní tryska. Základní tvary podkritických dýz jsou uvedeny na obr. č. 2.7.



*Obr. č. 2.7 Tvary podkritických dýz*

### Dýza nadkritická – Lavalova

Pokud je žádoucí ve výtokovém průřezu dosáhnout menšího tlaku než je tlak kritický a využít tak značně většího entalpického spádu pro dosažení vyšší kinetické energie pak je nutné konvergentní trysku prodloužit divergentním (rozšiřujícím se) nátrubkem. Lavalova dýza je pojmenována po švédském inženýru Gustavu de Lavalovi a je zobrazena na obr. č. 2.8.



Obr. č. 2.8 Lavalova dýza

V kritickém průřezu Lavalovy dýzy se ustálí kritická rychlost. Divergentní nátrubek, který navazuje na kritický průřez konvergentní trysky, se obvykle konstruuje s vrcholovým úhlem  $\alpha = 6$  až  $12^\circ$ .

### 2.3.2 Urychlení proudu hnané látky

K urychlení proudu nasávané látky dochází na základě tlakové difference mezi pracovním a hnaným médiem. Tento tlakový rozdíl je jediným mechanismem nasávání u všech proudových kompresorů. Nasávaná látka proudí přívodním potrubím do sací komory proudového kompresoru. V tomto prostoru dochází k interakci mezi hnacím a hnaným prostředím na rozhraní paprsku hnací látky. Částice nasávané látky jsou strhávány a urychlovány proudem hnací látky, a dochází již k částečnému promíšení médií. Obě látky pak postupují do směšovací komory, kde dochází k jejich intenzivnímu míšení.

### 2.3.3 Míšení proudů ve směšovací komoře

Ve směšovací komoře dochází k míšení hnací a hnané látky. K tomuto míšení dochází na základě turbulentních proudových jevů na rozhraní hnacího a hnaného prostředí. Tyto turbulence nebo chceme-li víry, vznikají v důsledku vnitřního tření proudících látek. Vznikající víry nejsou rozměrově stabilní, nejdříve dochází k jejich růstu po určitou mez a následně se začnou rozpadat na čím dále menší. Během těchto rozměrových změn je do turbulence zatahováno stále více částic pracovního i nasávaného média. Pro modelování těchto dějů se v současnosti používají výkonné programovatelné systémy, a soustavy parciálních diferenciálních rovnic, které popisují děje ve směšovací komoře, jsou řešeny numerickými metodami.

### 2.3.4 Transformace kinetické energie na energii tlakovou

Difuzory se využívají v těch vědních a průmyslových oblastech, v nichž se uplatňuje teorie proudění tekutin. Účelem difuzoru je, jak již bylo zmíněno, transformovat kinetickou energii proudící směsi na energii tlakovou. Výhodou difuzorů a důvodem jejich častého použití je, že k transformaci energií dochází bez použití jakýchkoli pohyblivých částí. Účinnost této transformace je úzce spojena s tvarem difuzorového kanálu. Nejdůležitějším požadavkem je, aby mezní vrstva tekutiny zůstala přilehlá ke stěně po celé délce difuzorového kanálu. Pokud je difuzor navržen nesprávně a tato podmínka není splněna, dochází k odtrhávání proudu od stěn difuzoru, víření a zpětnému proudění tekutiny v různých oblastech. Toto je nežádoucí jev, protože energetické ztráty při takovém proudění jsou značně větší než ztráty třením tekutiny o stěnu difuzoru při laminárním proudění v mezní vrstvě.

Mechanismus zpomaleného proudění vychází z rovnice kontinuity a prvního termodynamického zákona. Při konstantním hmotovém toku látky rozšiřujícím se potrubím musí podle rovnice č. (2.1) docházet k poklesu rychlosti proudu. Napíšeme-li pak pro toto zpomalené proudění první termodynamický zákon zachování energie (uvažujeme zjednodušený případ jednorozměrného, bezztrátového proudění s nulovým přívodem tepla a nulovým odběrem práce) dostaneme rovnici,

$$\Delta e = \Delta \left( \frac{w^2}{2} \right) + \Delta \left( \frac{p}{\rho} \right) = 0 \quad (2.6)$$

ze které můžeme odvodit vztah pro přírůstek tlakové energie kapaliny proudící difuzorem.

$$\Delta \left( \frac{p}{\rho} \right) = -\Delta \left( \frac{w^2}{2} \right) \quad (2.7)$$

Míra transformace kinetické energie na tlakovou při bezztrátovém proudění je závislá pouze na plošném rozšíření difuzoru, které se označuje  $\mu_D$ . Plošné rozšíření difuzoru je bezrozměrná veličina a lze ji vyjádřit vztahem

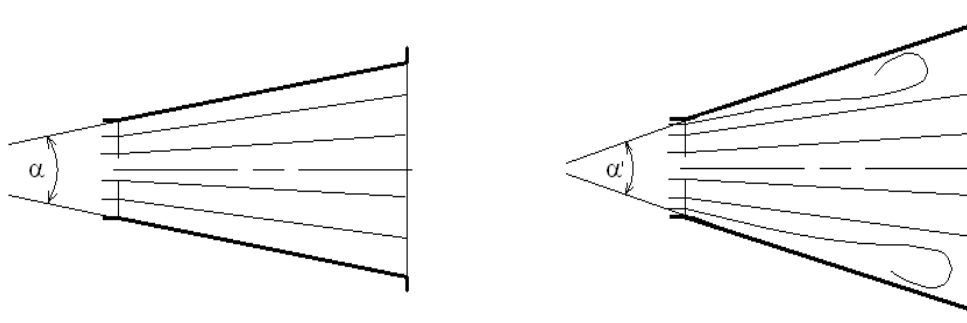
$$\mu_D = \frac{S_5}{S_3} \quad (2.8)$$

Fakt, že plošné rozšíření je jediným určujícím parametrem udávajícím stupeň transformace energií v difuzoru, vyplývá i z následující rovnice,

$$c_p = \frac{p_5 - p_3}{\frac{\rho}{2} \cdot w_3^2} = 1 - \frac{1}{\mu_D^2} \quad (2.9)$$

která je známa jako základní difuzorová rovnice. Člen  $c_p$  je bezrozměrnou veličinou a je označován jako tlakový součinitel. Udává, jaká část z kinetické energie přivedené do difuzoru je transformována na energii tlakovou.

Ve skutečném difuzoru však dochází k již dříve zmiňovanému odtrhávání mezní vrstvy od stěn rozšiřujícího se kanálu a k následnému zpětnému proudění. Tyto energetické ztráty, jsou vyjadřovány tzv. ztrátovým součinitelem a jsou závislé na vrcholovém úhlu difuzoru. Ideální proudění i proudění s odtržením proudu od stěny difuzoru je naznačeno na obrázku č. 2.9.



Obr. č. 2.9 Ideální a skutečné proudění difuzorem

Obecně platí, že s rostoucím vrcholovým úhlem rostou i ztráty. Jestliže zohledňujeme tyto ztráty při výpočtu, pak píšeme difuzorovou rovnici ve tvaru

$$c_p = 1 - \frac{1}{\mu_D^2} - \Delta p_{z,D} \quad (2.10)$$

kde člen  $\Delta p_{z,D}$  je tlaková ztráta difuzoru a její závislost na vrcholovém úhlu difuzoru je uvedena v tabulce č. 2.1.

Tabulka č. 2.1 Závislost tlakové ztráty difuzoru na velikosti vrcholového úhlu [8].

vrcholový úhel difuzoru	tlaková ztráta v difuzoru
$\alpha$	$\Delta p_{z,D}$
6°	14%
10°	18%
15°	26%
20°	42%

## 2.4 Uplatnění proudových kompresorů

Proudové kompresory v dnešní době nacházejí uplatnění tam, kde odsávané médium má korozivní nebo výbušné účinky a je nebezpečné pro klasické kompresory či čerpadla. Zvýšená měrná spotřeba energie na odsávání látky při provozu proudových přístrojů je v těchto případech levnější než ztráty na zařízení vzniklé v důsledku opotřebení součástí nebo ztráta celého zařízení v důsledku výbuchu odsávaného prostředí. Avšak proudové přístroje se uplatňují především tam, kde je dostatečné množství pracovní látky využívané primárně pro jiné účely. V těchto případech pořizovací náklady na čerpadlo nebo turbokompresor nejsou vyvážený ziskem z provozu těchto účinnějších zařízení a je vhodnější použít proudový přístroj, jehož pořizovací cena je mnohonásobně nižší než cena turbokompresoru či čerpadla. Proudové přístroje mají však jeden významný nedostatek, kterým je jeho nízká účinnost. Účinnost proudových kompresorů nepřekračuje v mnoha případech hodnotu 20%. Pro přiblížení je uvedeno několik konkrétních příkladů využití proudových přístrojů.

Používají se při čerpání vody z hlubokých studní, kdy čerpadlo je umístěno na povrchu a proudový přístroj pod hladinou vody ve studni. Takové uspořádání se uplatňuje rovněž při čerpání ropy. Pro tyto účely je již však nutné použití vícestupňového proudového přístroje, jak je uvedeno na obrázku č. 2.10. Tyto čerpadla jsou schopna čerpat kapalinu z hloubky až 2000 m.



*Obr. č. 2.10 Vícestupňový proudový přístroj pro čerpání ropy*



V elektronice se proudové přístroje používají především pro vytváření podtlaku řádově v hodnotách  $10^{-2}$  Pa. Existují ovšem i několikastupňové ejektory, kterými lze dosáhnout podtlaku až  $10^{-10}$  Pa. Proudové přístroje se také např. uplatnily v elektronových mikroskopech a hmotových spektrografech.

V oblasti strojírenství se proudové přístroje používají např., jako známe pistole určené k nástřiku barev nebo v zařízeních pro pískování odlitků či jiných výrobků.

V oboru energetiky se proudové přístroje uplatnily v širokém rozsahu. Za zmínku pak stojí ejektorové hořáky u plynových kotlů, přeprava popela nebo strusky, jako tuhých zbytků po spalování. V oblasti kondenzace se vodoproudé nebo i paroproudé vývěvy používají k optimalizaci vakua v kondenzátoru nebo pro odsávání nekondenzujících plynu z různých tepelných výměníků, v nichž dochází ke kondenzaci páry nebo jiných plynů.

## 3 Rankin - Clausiův cyklus

V současnosti se asi 85% veškeré elektrické energie „vyrábí“ v tepelných nebo jaderných elektrárnách prostřednictvím tzv. tepelných oběhů. Tepelný oběh je uzavřený cyklus, ve kterém pracovní látka prochází účelně seřazenými změnami stavu, přičemž na konci cyklu se opět dostává do výchozího stavu. V dnešní době je nejpoužívanějším tepelným oběhem ten Rankin – Clausiův. Základní Rankin-Clausiov cyklus se skládá z těchto změn: navýšení tlaku napájecí vody a její dopravy do kotle, ohřátí vody na bod varu, izotermického přívodu tepla a odpaření vody ve výparníku kotle, přehřátí páry, transformace entalpie na energii mechanickou v parní turbíně, kondenzace páry v kondenzátoru a dopravení kondenzátu kondenzátními čerpadly do napájecí nádrže odkud je odplyněná napájecí voda opět nasávána napájecími čerpadly a dopravována do kotle. S ohledem na zmenšování se světových zásob neobnovitelných energetických zdrojů a zvyšování spotřeby elektrické energie je velká pozornost věnována zvyšování tepelné účinnosti Rankin-Clausiová tepelného oběhu. Tato kapitola diplomové práce je vypracována na základě literatury [1], [6], [10] a [12]

### 3.1 Metody zvyšování účinnosti RC cyklu

V současnosti se ke zvýšení účinnosti RC oběhu využívá několik základních postupů. Jedná se zejména o zvyšování parametrů vstupní páry, přehřívání páry po částečné expanzi ve vysokotlakém dílu parní turbíny, regenerační ohřev napájecí vody a snižování protitlaku v kondenzátoru. V praxi se může používat buď jen některý z těchto způsobů, nebo určitá kombinace anebo kombinace všech výše vypsanych způsobů. Jelikož se v této práci řeší návrh vývěvy, která se využívá k optimalizaci vakua v kondenzátoru, budou první tři metody zvyšování účinnosti popsány jen velmi stručně.

#### 3.1.1 Navýšení parametrů vstupní páry

Tato metoda je založena na navýšení parametrů ostré páry vstupující do turbíny. Vyšší vstupní parametry pracovní látky znamenají větší entalpický spád, a tudíž i větší vykonanou práci na turbíně. Je nutné, aby byl navýšen současně tlak i teplota. Pokud by byl navýšen pouze tlak při zachování konstantní teploty, pak by sice došlo k navýšení termické účinnosti oběhu, ale expanze by končila v oblasti mokré páry, což by mělo

negativní dopad na lopatky posledních stupňů turbíny. Naopak navýšení pouze teploty při zachování stejného tlaku by mělo za následek ukončení expanze v oblasti přehřáté páry. Pro tento stav by musel být navržen kondenzátor, který by musel zvládnout odvést více tepla. V dnešní době je navyšování vstupních parametrů limitováno zejména vlastnostmi používaných materiálu a v neposlední řadě rovněž ekonomickými otázkami.

### **3.1.2 Příhřev páry po expanzi ve VT dílu turbíny**

Metoda je založena na rozdělení expanze páry. Nejdříve je admisní pára zavedena do vysokotlaké části turbíny, kde dojde k částečné expanzi. Pára zde expanduje přibližně na tlak odpovídající hodnotě  $1/3$  až  $1/5$  admisního tlaku. Takto expandovaná pára je následně zavedená zpět do kotle, kde je opět ohřátá spaliny na teplotu odpovídající přibližně admisní teplotě. Z kotle je pára vedena na středotlaký a nízkotlaký díl parní turbíny, kde postupně expanduje až na tlak odpovídající tlaku v kondenzátoru.

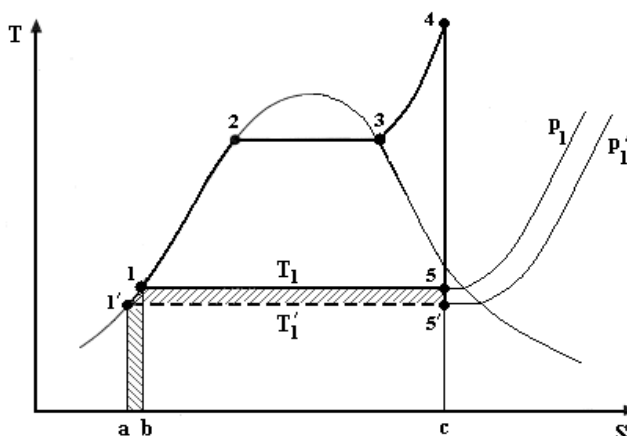
### **3.1.3 Regenerační ohřev napájecí vody**

Tento systém je založený na odebrání částečně vyexpedované páry z turbíny, která je následně zaváděná do tepelných výměníků, kde je využita k ohřevu kondenzátu nebo napájecí vody. Tyto ohříváky lze rozdělit podle parametrů použité páry na vysokotlaké nebo nízkotlaké. Nízkotlaké ohříváky (dále jen NTO) jsou řazeny před napájecí nádrž a slouží pro ohřev kondenzátu. Vysokotlaké ohříváky (dále jen VTO) se řadí za napájecí nádrž a slouží pro ohřev napájecí vody. Výhodou tohoto systému je, že k ohřevu většího množství kondenzátu nebo napájecí vody je zapotřebí značně menší množství odebrané páry. Tato skutečnost je dána tím že ve VTO i NTO dochází ke kondenzaci odebrané páry a je využíváno výparné teplo vody. Díky tomuto ohřevu přichází do kotle voda o teplotě jen pár stupňů pod mezi sytosti a tedy množství tepla potřebné pro vypaření vody v kotli je daleko menší než to, které by bylo nutné přivést v systému bez regeneračních ohříváků.

### **3.1.4 Snižování tlaku v kondenzátoru**

Poslední metodou zvyšování účinnosti Rankine-Clausiova oběhu je snižování tlaku v kondenzátoru. Princip této metody je vysvětlen pomocí obrázku 3.1. Při snížení tlaku v kondenzátoru z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_1'$  dojde i ke snížení teploty sytosti páry z  $T_1$  na  $T_1'$  a tím ke zvětšení využitelného tepla o plochu  $55'1'1$ . Současně sice dojde i k navýšení tepla,

které je do oběhu nutno přivést a to o plochu  $1ba1'$ , avšak toto teplo je menší než využitelné teplo  $55'1'1[1]$ .



Obr. č. 3.1 Vliv snížení tlaku v kondenzátoru na účinnost oběhu

Tlak v kondenzátoru ale nelze snižovat libovolně, a to ze dvou důvodů. Prvním důvodem je prodloužení expanzní křivky do oblasti s nižší suchostí páry. Takováto expanze má negativní vliv na lopatky posledních oběžných kol parní turbíny. Druhým důvodem je fakt, že tlak v kondenzátoru je závislý na teplotě a množství chladicí vody. Pokud bychom použili průtokové chlazení, pak by teplota chladicí vody byla přibližně 10 - 15°C, čemuž by odpovídal tlak v kondenzátoru cca 3,5 – 4,5 kPa. V případě cirkulačního chlazení má chladicí voda v závislosti na ročním období teplotu 19 – 27°C. Této teplotě pak odpovídá tlak v kondenzátoru okolo 7 kPa. Z předchozího textu vyplývá, že nejde o doslovné snižování tlaku v kondenzátoru, ale spíše o jeho optimalizaci. Z tohoto důvodu je doporučeno používat termín „optimalizace tlaku“ namísto termínu „snižování tlaku v kondenzátoru“.

## 3.2 Optimalizace tlaku v kondenzátoru pomocí vývěvy

Jak je zmíněno v předchozím textu optimalizací tlaku v kondenzátoru lze dosáhnout zvýšení účinnosti celého oběhu. Aby bylo možné provést jakákoli opatření vedoucí k optimalizaci samotného procesu kondenzace, a tím zvýšení celkové účinnosti tepelného oběhu, je zapotřebí znát stavbu kondenzátoru, problematiku kondenzace a procesů s ní souvisejících a v neposlední řadě způsoby, kterými lze eliminovat nebo alespoň minimalizovat negativní vliv některých procesů, které s kondenzací jako takovou úzce souvisí.

### 3.2.1 Kondenzátor

Kondenzátor je zařízení, které pracuje na principu tepelného výměníku. Úkolem tohoto zařízení je odvádět nevyužitelné nízkopotenciální teplo z tepelného oběhu. Toto teplo vzniká v důsledku změny skupenství pracovní látky. Ke sdílení tepla mezi chlazenou a chladicí látkou může docházet buďto bezprostředně, a to u směšovacích kondenzátorů, anebo prostřednictvím teplosměnné plochy u tzv. povrchových kondenzátorů. V současnosti se v elektrárnách používá především systém povrchové kondenzace a to hlavně kvůli zajištění potřebné kvality kondenzátu. Jelikož cílem této práce je navrhnout zařízení pro udržování optimálních podmínek právě v povrchovém kondenzátoru chlazeném vodou, proto se v následujícím textu budu zabývat pouze tímto typem kondenzátorů.

Povrchový kondenzátor je velká uzavřená nádoba umístěna ve většině případů pod nízkotlakým dílem kondenzační parní turbíny, jak je zobrazeno na obrázku č. 3.2. Plášť kondenzátoru je sestaven z ocelových plátů, které jsou k sobě navzájem svařeny. Vnější strana pláště kondenzátoru bývá vyztužená žebry zabraňujícími zboření kondenzátoru, v důsledku rozdílu tlaků vně a uvnitř kondenzátoru. Některé části pláště kondenzátoru musí být s ohledem na opravy či údržbu provedeny jako rozebíratelné, a proto jsou jednotlivé části spojovány pomocí nýtu nebo šroubů.

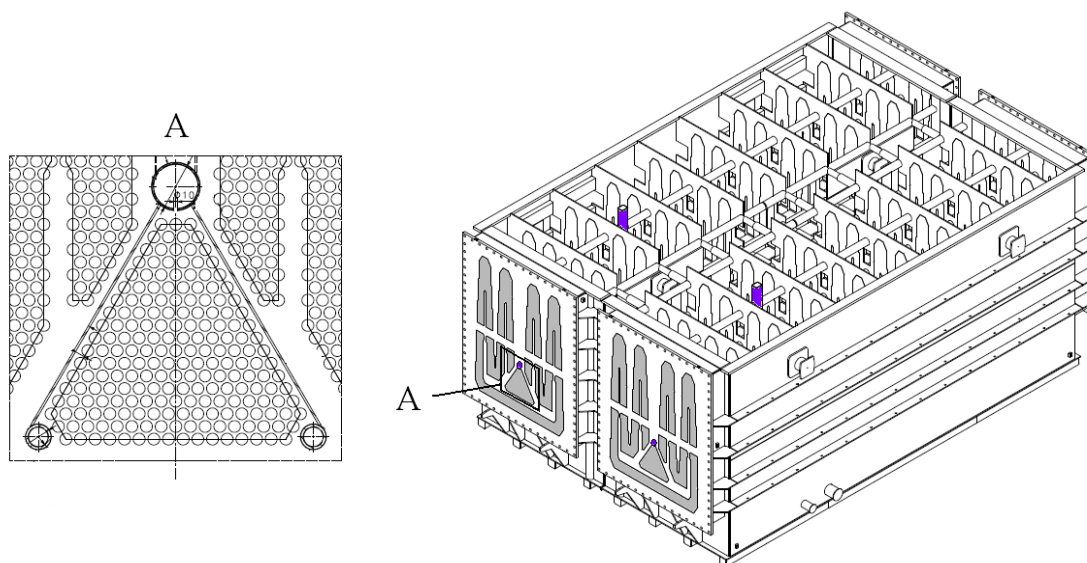


*Obr. č. 3.2 Umístění kondenzátoru pod NT dílem turbíny[14]*

Při konstrukci teplosměnné plochy kondenzátoru je důležité dodržet následující zásady:

- pára musí mít volný přístup k jak možno největší teplosměnné ploše,
- odpor proti proudění na parní straně kondenzátoru má být jak nejmenší,
- rychlost proudění páry se doporučuje  $50 - 60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , přičemž nesmějí vznikat mrtvé parní prostory, ve kterých nedochází k proudění páry,
- vzniklý kondenzát při stékání má omývat co nejmenší počet trubek.

Těchto zásad lze dosáhnout správným uspořádáním teplosměnné plochy. Ta by měla být tvořena svazky trubek o vnitřním průměru přibližně  $d = 30 \text{ mm}$  a tloušťce stěny  $t = 1 \text{ mm}$ . Jednotlivé svazky trubek jsou řazeny tak, že mezi nimi vznikají dostatečně velké mezery, které umožňují páře proudění bez většího odporu a zároveň umožňují přístup k jak největší teplosměnné ploše. Takto uspořádaná teplosměnná plocha kondenzátoru je zobrazena na obrázku č. 3.3.



*Obr. č. 3.3 Uspořádání teplosměnné plochy v kondenzátoru a umístění odsávání parovzdušné směsi*

### 3.2.2 Vakuum v kondenzátoru

Kondenzace je obecně izotermická stavová změna, při které se plyn mění na kapalinu, přičemž dochází k uvolňování tepelné energie. V kondenzátoru k této stavové změně dochází na povrchu trubek, v nichž proudí chladicí voda. Při kontaktu páry s trubkami

dochází ke sdílení kondenzačního tepla páry přes válcovou stěnu trubky a toto teplo je odváděno chladicí vodou. Z molekuly páry s velkým měrným objemem se stává molekula vody, jejíž měrný objem je přibližně 20 krát menší. Pokud bychom tuto změnu sledovali v uzavřeném elementárním objemu, dojde v něm, vlivem odvedení části energie z plynu ke kondenzaci, několikanásobnému zmenšení měrného objemu látky a ke vzniku vakua. Tento proces probíhá v prostoru kondenzátoru a dle literatury [1] je závislý především na vstupní teplotě chladicí vody, stupni ohřátí této vody a na koncovém rozdílu teplot médií na vnější a vnitřní straně trubky. Z toho vyplývá, že při zajištění dostatečného množství chladicí vody o požadované teplotě klesá v kondenzátoru tlak až na hodnoty vakua.

Jelikož kondenzátor a potrubí spojující kondenzátor s turbínou není i přes veškerou snahu konstruktéru těsné, dochází vlivem značné tlakové difference k průsaku atmosférického vzduchu do prostoru kondenzátoru. Tento jev je zcela nežádoucí. Pára ze směsi, která přijde do kontaktu s trubkou, rychle na trubce zkondenzuje a odkapává. Zbýlý vzduch ulpí na trubce a zabraňuje další páře přístup k trubce. V tomto prostoru dojde k poklesu parciálního tlaku páry. Takovému parciálnímu tlaku páry odpovídá nízká teplota sytosti, která ve srovnání s teplotou teplosměnné plochy nedává žádný teplotní rozdíl. V tomto prostoru nedochází k další kondenzaci a tato část plochy kondenzátoru je vyřazena z provozu. Z tohoto důvodu je nutné veškeré inertní plyny z prostoru kondenzátoru odsávat. V opačném případě by postupně docházelo k vyřazování z provozu čím dál větší teplosměnné plochy, a tím k nárůstu tlaku v kondenzátoru. Jelikož není možné inertní plyn odsávat z jakéhokoli místa v kondenzátoru, přizpůsobuje se tomuto účelu jen určitá část kondenzátoru, tzv. podchlazovací prostor. V této části kondenzátoru jsou umístěny trubky s navrtanými otvory (viz obr. č. 3.3), které slouží pro odsávání parovzdušné směsi z prostoru kondenzátoru. V tomto prostoru je žádoucí dosáhnout jak největšího podchlazení, aby parciální tlak páry ve směsi byl co nejmenší a nedocházelo ke zbytečným ztrátám pracovní látky vlivem odsávání. Průběh parciálních tlaků složek parovzdušné směsi v oblasti kondenzační i podchlazovací je znázorněn na obrázku č. 3.4. Z tohoto důvodů se tato část teplosměnné plochy řadí do prvního tahu, kde teplota chladicí vody je nejnižší. Obvykle se v těchto prostorech dosahuje podchlazení vůči teplotě sytosti okolo 4°C.

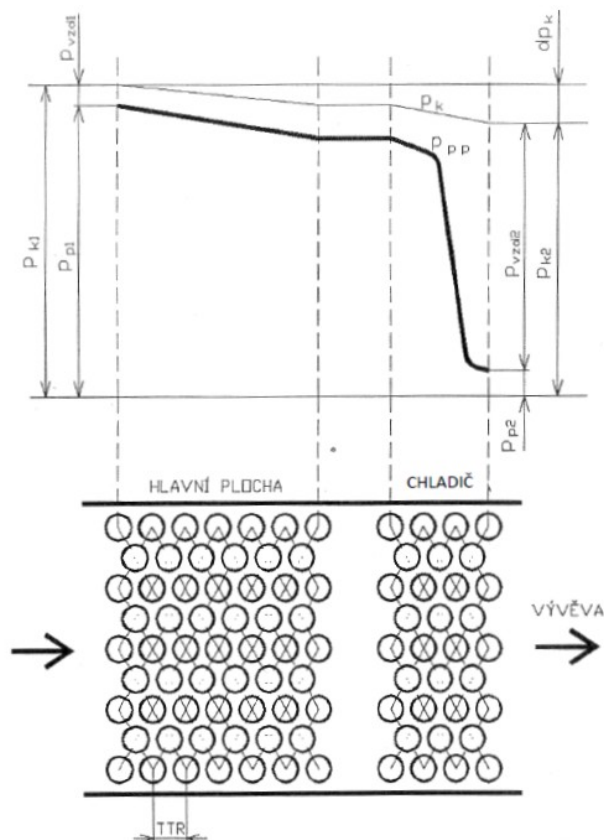
Na obrázku znamená:

$p_k$ ...celkový tlak  
v kondenzátoru,

$p_{pp}$ ...parciální tlak páry  
ve směsi,

$p_{vzd}$ ...parciální tlak  
vzduchu ve směsi,

$dp_k$ ...tlaková ztráta  
kondenzátoru na  
parní straně.



Obr. č. 3.4 Průběh parciálních tlaků vzduchu a páry v jednotlivých částech kondenzátoru

### 3.2.3 Systémy vývěv pro odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru

Pro odsávání vzduchu z kondenzátoru se v současné době používá systémů vývěv. Ty mohou být paroproudé, vodoproudé nebo vodokružné. Občas je možné použít i kombinaci těchto systémů.

#### Paroproudé vývěvy

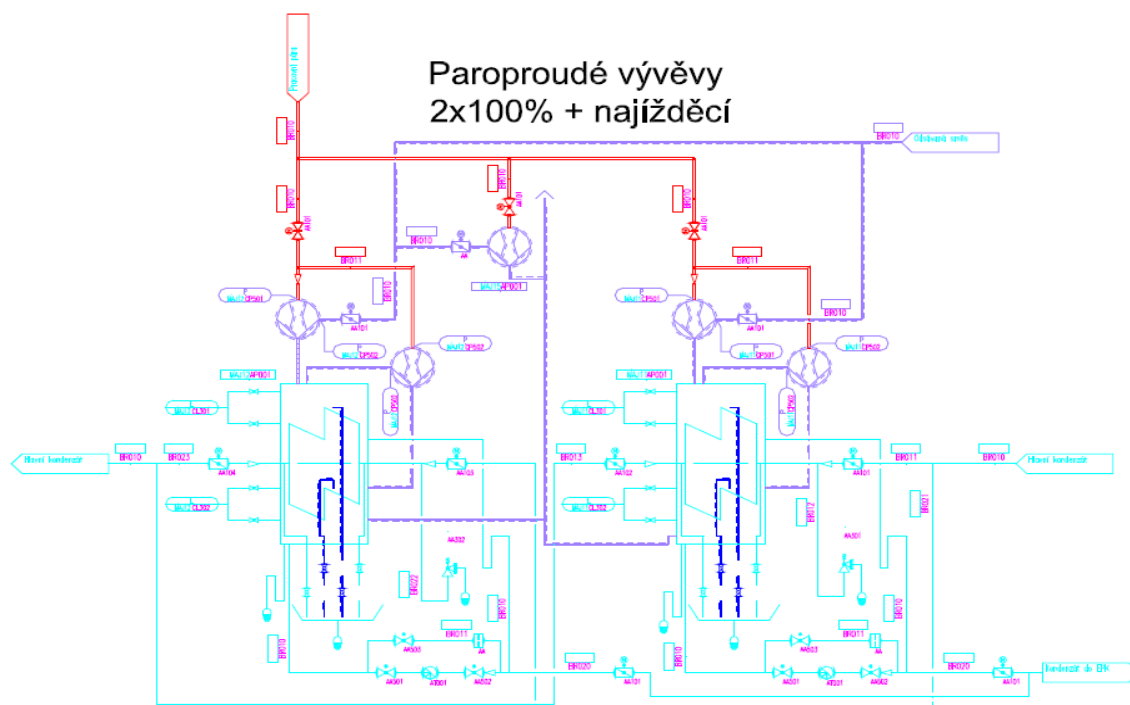
Systém paroproudých vývěv se skládá z jedné najížděcí vývěvy a dvou pracovních vývěv. Najížděcí a pracovní vývěvy jsou zapojeny paralelně. Oba typy vývěv potřebují pro svůj provoz páru o parametrech 0,8 – 3,5 MPa a teplotě do 300°C.

Najížděcí vývěva je jednostupňový parní ejektor, který se skládá ze vstupní dýzy, směšovací komory a difuzoru. Slouží především pro rychlé odsátí vzduchu a vytvoření vakua v kondenzátoru. Hlavní nevýhodou najížděcí vývěvy je ztráta pracovní látky. Ta je po výstupu z difuzoru současně s přisátým vzduchem vypouštěna do atmosféry. Jelikož vypouštěná směs na výstupu z výfuku má příliš vysokou rychlost způsobující nepřijatelný hluk, je nutné použít tlumič hluku.



Dvoustupňový systém pracovních vývěv je složený ze dvou parních sériově řazených ejektorů a ze dvou srážeců páry. Každý srážec je zařazený za příslušný parní ejektor. Do srážeců musí být zajištěn kontinuální přísun chladicího média. Pro tyto účely se běžně používá studený kondenzát. První paroproudá vývěva je vždy v provozu současně s odsávaným zařízením a musí zajistit odsátí všech inertních plynů z prostoru kondenzátoru při všech provozních stavech. Směs vystupující z difuzoru prvního parního ejektoru má tlak přibližně 10 až 30 kPa a proudí do srážecí prvního stupně, kde z kondenzuje většina pracovní i přisáté páry z kondenzátoru. Nezkondenzovaný vzduch ze srážecí je nasáván do sací komory druhého parního ejektoru, odkud je přes směšovací komoru a difuzor veden do srážecí druhého stupně. Ve srážecí druhého stupně opět z kondenzuje většina páry a zbytek páry s nekondenzujícími plyny je vypouštěn do atmosféry. Jelikož výstupní rychlost směsi je malá, není potřeba použít tlumič hluku. Kondenzát z obou srážeců je vedený přes EPK do kondenzátoru parní turbíny. Výhodou tohoto zapojení je důkladné odplynění kondenzátu v EPK. Schéma zapojení paroproudých vývěv je na obrázku č. 3.5.

Nevýhodou parních ejektorů je nutnost odběru páry, která by mohla expandovat v turbíně a vykonávat práci. Tato práce, by byla využita pro výrobu elektrické energie.



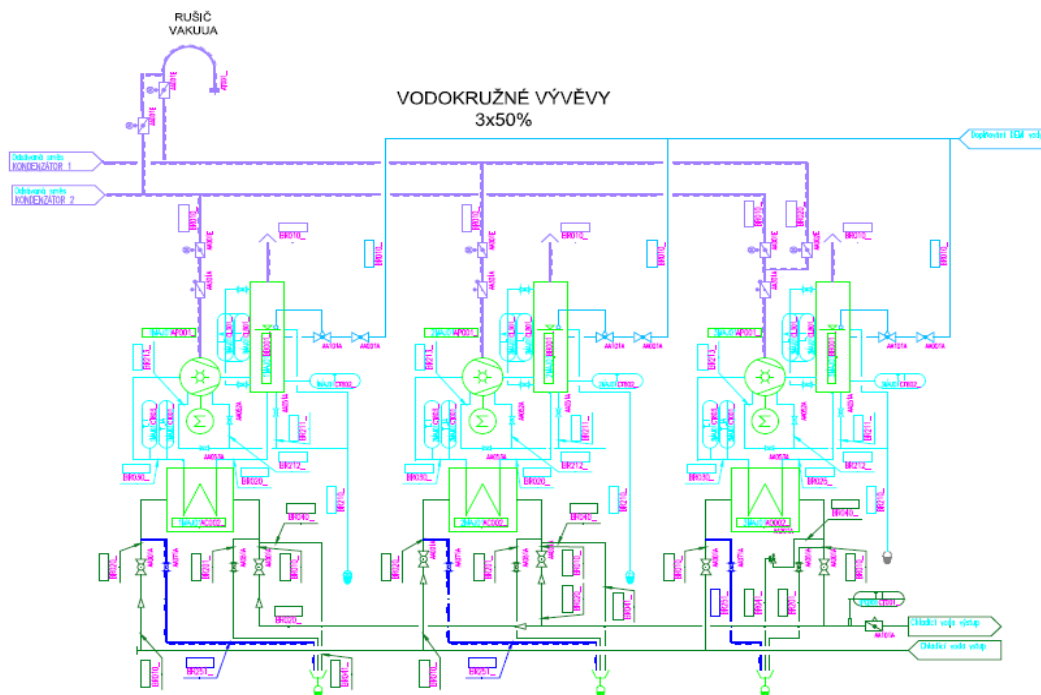
Obr. č. 3.5 Schéma zapojení paroproudých vývěv

## Vodokružné vývěvy

Pokud je pro odsávání inertního plynu z kondenzátoru použit systém vodokružných vývěv, pak mohou být použity dvě nebo tři vodokružné vývěvy. Při zapojení dvou vývěv je jedna vývěva pracovní a druhá je připravena pro 100% zálohu. Záložní vývěva může být použita při najíždění, a to za účelem rychlejšího vytvoření vakua v kondenzátoru. V případě, kdy jsou použity 3 vývěvy, je každá dimenzovaná na 50% potřebného výkonu. V tomto případě pracují vždy dvě vývěvy a třetí vývěva je připravena v záloze. V některých případech mohou být vodokružné vývěvy doplněny parními ejektory. Ty se pak zařazují jako předstupeň vodokružných vývěv.

Tato zařízení pracují na vodokružném principu, kdy je ve válcovitém pouzdře excentricky uložený rotor. Vlivem vysokých otáček rotoru a centrifugální síly působící na pracovní kapalinu vzniká mezi lopatkami rotoru vakuum. Pro práci vývěvy v požadovaném výkonu je nutné doplňovat provozní kapalinu, kterou je ve většině případů voda. Výhodou vodokružných vývěv je, že jejich funkční princip umožňuje kondenzaci páry již v pracovním prostoru vývěvy. Tímto je při kontinuálním odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru zajištěno doplňování pracovní látky. Součástí vodokružné vývěvy je i separátor, ve kterém dochází k oddělení vzduchu od nasávané parovzdušné směsi. Vzduch s malým množstvím páry je následně odváděn ze separátoru do atmosféry. V určitých případech je součástí zařízení i tepelný výměník sloužící ke chlazení pracovní vody.

Schéma zapojení vodokružných vývěv je na obrázku č. 3.6.



Obr. č. 3.6 Schéma zapojení vodokružných vývěv

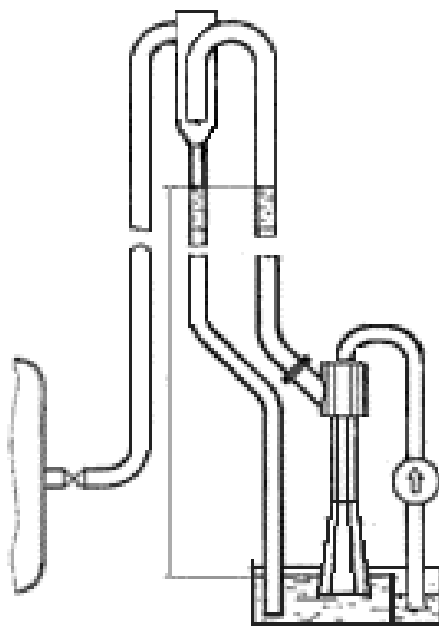
Nevýhodou vodokružných vývěv je jejich větší citlivost na kvalitu pracovní vody. Důležitým parametrem pro správný chod těchto přístrojů je i optimální množství pracovní látky. Při menším než předepsaném množství pracovní látky může dojít k poškození zařízení vlivem kavitace. Naopak při úplném zaplnění mezilopatkového prostoru pracovní látkou hrozí poškození lopatek.

### **Vodoproudé vývěvy**

Vodní ejektory jsou v dnešní době používány pro odplyňování NTO, kondenzátoru turbín a kondenzátoru bypassů. Do systému vodoproudých vývěv, kromě vývěv samotných se započítává ještě jímka pracovní vody, která je rozdělená stěnou tvořící nedokonalý přepad a čerpadla.

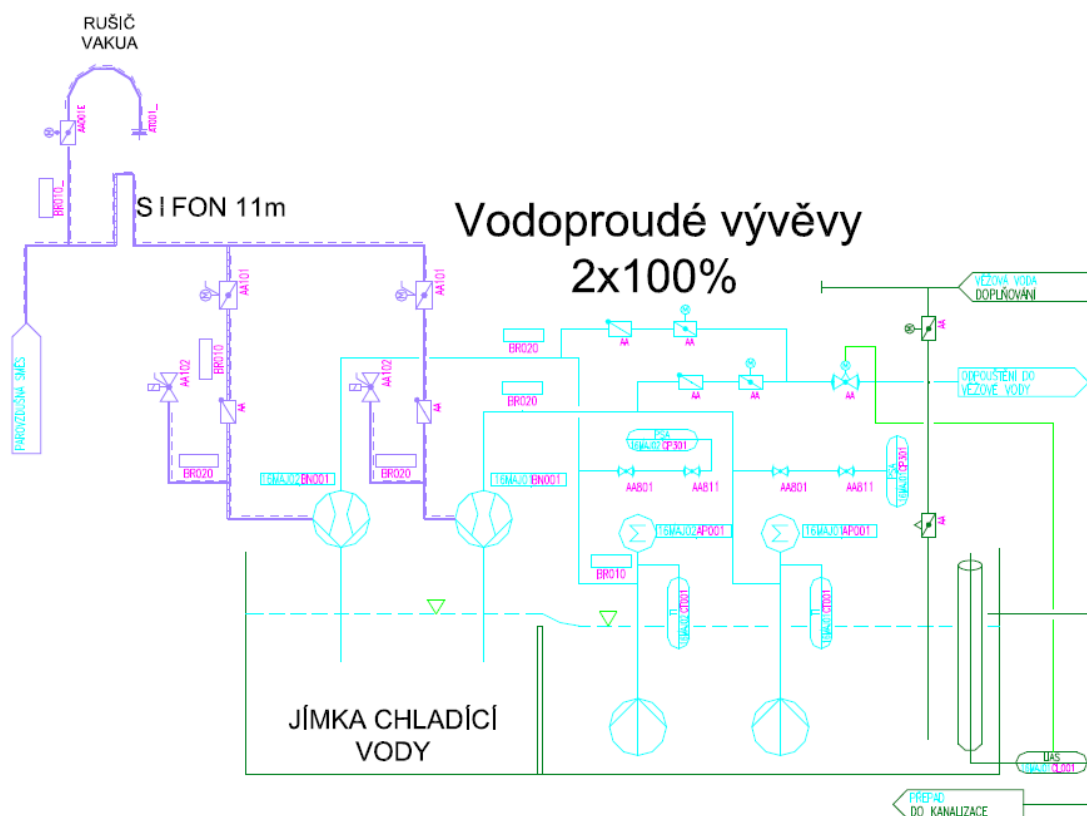
Vývěvy a čerpadla jsou umístěny na stropě jímky. Čerpadla nasávají pracovní vodu z jedné části jímky (pod přepadem) a stlačují ji na požadovaný tlak. Voda následně proudí potrubím do vodního ejektoru, kde po expanzi a smíšení s přísátou parovzdušnou směsí z kondenzátoru, je přes difuzor zavedena zpět do jímky vývěv. Potrubí navazující na difuzorový kanál ústí pod hladinu vody za přepadem. Právě na přepadu se z vody vylučuje největší množství odsátého vzduchu, který následně vstupuje do atmosféry. Pro zajištění trvalé nízké teploty pracovní vody je její určitá část kontinuálně obměňována. V případě, kdy jsou do jímky vývěv zaústěny ještě další provozní kondenzáty, je nutno navýšit množství obměňované vody tak, aby v jímce byla udržována požadovaná teplota vody.

Na přívodním potrubí nasávané látky je vytvořen výškový sifon, který zabraňuje nátoku vody do prostor kondenzátoru v případě odstavení vývěv. Výška sifonu je přibližně 10 m a je dána především maximálním dosažitelným tlakovým rozdílem mezi kondenzátorem a atmosférickým tlakem, který je v jímce pracovní vody. Samotný sifon ovšem v některých případech není postačující pro zamezení nátoky pracovní vody do prostoru kondenzátoru. A to v případě náhlého výpadku čerpadel, kdy dojde k přelití sifonu vlivem dynamického výstupu hladiny v sacím potrubí. Druhým případ, kdy může dojít k nátoku vody do kondenzátoru i přes výškový sifon, je tzv. mamutkový dopravní proces. Ten nastává při dlouhodobém odstavení vývěvy, kdy kolem hřídele čerpadla pronikají do potrubí vzduchové bublinky. Měrná hmotnost směsi v sacím potrubí klesá a směs je vlivem atmosférického tlaku vytlačována přes hranu sifonu do kondenzátoru [13]. Aby vlivem těchto procesů nedocházelo ke kontaminaci čistého kondenzátu, je na sací potrubí instalováno „Zařízení pro zamezení nátoky kapaliny z jímky vývěv do vakuových prostorů“. Toto zařízení je patentováno Úřadem průmyslového vlastnictví, a je majetkem společnosti ŠKODA, TURBÍNY, Plzeň, s.r.o. Zařízení je vyobrazeno na obrázku č. 3.7.



*Obr. č. 3.7 Zařízení pro zamezení nátok kapaliny do vakuových prostor*

Pokud jsou pro odvzdušňování kondenzátoru použité vodoproudé vývěvy jsou zapojeny následovně: pro jeden kondenzátor jsou použity 2 vývěvy a 2 čerpadla. Jedna vývěva s čerpadlem je pracovní a druhá vývěva s čerpadlem tvoří 100% zálohu. V případě dvou kondenzátorů může být zapojení následující: buď jsou použity 3 vývěvy a 3 čerpadla, a každá vývěva i čerpadlo jsou dimenzovány na 50% potřebného výkonu a 2 vývěvy a 2 čerpadla jsou trvale v provozu a jedna vývěva s čerpadlem je záložní, nebo mohou být použity 3 čerpadla dimenzovaná každé na 50% potřebného výkonu a 2 vývěvy dimenzované každá na 100% potřebného výkonu. Schéma zapojení vodoproudých vývěv je na obrázku č. 3.8.



Obr. č. 3.8 Schéma zapojení vodoproudých vývěv

Všechna tři schémata zapojení vývěv a obrázky č. 3.3 a 3.4 umístěné v této kapitole, byly poskytnuty společností Doosan, Škoda Power s.r.o.

## 4 Vývěva v systému turbíny K220-44

V první části této kapitoly jsou popsány podmínky v kondenzátoru a další zadané parametry a hodnoty potřebné pro výpočet a návrh vodního ejektoru. Ve druhé části kapitoly je proveden podrobný výpočet a návrh základních částí vodoproudé vývěvy. Tento výpočet je proveden podle dvou různých metodik, z nichž je následně jedna zvolena jako výchozí pro stanovení základních rozměrů navrhovaného proudového přístroje.

### 4.1 Podmínky v kondenzátoru a zadané parametry

Turbína K220-44 je parní turbína umístěna v jaderné elektrárně Dukovany. Tato turbína se skládá z VT dílu, ST dílu a dvou dvouproudých NT dílů. Z NT dílu turbíny vstupuje pára o suchosti  $x$  do kondenzátoru, kde je tlak  $p_k$ . Tomuto tlaku odpovídá teplota sytosti  $t_k$ . Při této teplotě dochází v kondenzátoru k izotermickému odvodu tepla a ke kondenzaci páry. V důsledku netěsností proniká do prostoru kondenzátoru  $m_{vzd}$  atmosférického vzduchu, který s ohledem na jeho negativní vliv na kondenzaci, je nutno odsávat. Parovzdušná směs postupuje kondenzátorem až do prostoru chladiče, ve kterém dojde k podchlazení parovzdušné směsi o  $\Delta t_{sm}$ . Toto podchlazení má za následek snížení parciálního tlaku páry až na tlak  $p_{pp}$ , který odpovídá tlaku sytosti páry při teplotě v podchlazovacím prostoru. Právě v tomto prostoru se rovněž nachází potrubí, určené pro odvod parovzdušné směsi z kondenzátoru. Veškeré zadané hodnoty jsou uvedeny v níže umístěné tabulce č. 4.1. Po konzultaci se zadavatelem a vedoucím diplomové práce je upraveno zadání. Konkrétně se jedná o zadaný tlak v kondenzátoru, který je změněn z hodnoty 5 kPa na hodnotu 7 kPa.

Tabulka č. 4.1 Zadané hodnoty a podmínky v kondenzátoru

Veličina	symbol	hodnota	jednotka
suchost páry	$x$	0,87	-
tlak v kondenzátoru	$p_k$	7	kPa
teplota v kondenzátoru	$t_k$	39	°C
množství vzduchu vstupujícího do kondenzátoru	$m_{vzd}$	45	kg/h
hodnota podchlazení parovzdušné směsi	$\Delta t_{sm}$	4	°C
teplota odsávané parovzdušné směsi	$t_{sm}$	35	°C
parciální tlak páry ve směsi	$p_{pp}$	5,629	kPa

## 4.2 Návrh vodoproudé vývěvy

Cílem této kapitoly je určit rozměry všech základních částí proudového přístroje, který bude sloužit pro odsávání parovzdušné směsi z prostor kondenzátoru.

### 4.2.1 Výpočet množství pracovní látky

Pro určení hlavních rozměrů všech částí proudového přístroje je nezbytné určit hmotnostní tok pracovní látky. Výpočet této důležité veličiny bude proveden dvěma metodami, z nichž jedna bude analytická, využívající pouze teoretických vztahů, a druhá metoda bude založena na empirických vztazích odvozených na základě výzkumu měření a experimentů.

#### 4.2.1.1 Analytická metoda výpočtu množství pracovní látky

##### Volba tlaku pracovní látky na výstupu z dýzy

Tlak v sací komoře vodoproudé vývěvy odpovídá tlaku v kondenzátoru, který je snížený o tlakovou ztrátu, která vzniká při proudění nasávaného média systémem odvodu kondenzátoru. Tlak v sací komoře vývěvy a tedy i tlak, na který bude pracovní médium (voda) expandovat, je 6 kPa (abs).

##### Výpočet rychlosti pracovního média při ideálním proudění

Při výpočtu rychlosti pracovní látky na výstupu z dýzy se vychází z rovnice zachování celkové energie 2.2,

$$i_1 + \frac{1}{2} w_1^2 = i_2 + \frac{1}{2} w_2^2 = \text{const}$$

kde:

$i_{1,2}, \dots$ jsou entalpie proudícího média na vstupu a výstupu z dýzy	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ ,
$w_{1,2}, \dots$ jsou rychlosti proudícího média	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ .

Avšak pro výpočet dýz protékanych kapalinou je dle kapitoly 2. doporučeno užít rovnici 2.4,

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} w_1^2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} w_2^2$$

kde:

$p_{1,2} \dots$  jsou tlaky kapaliny na vstupu a výstupu z dýzy, [Pa],  
 $w_{1,2} \dots$  jsou rychlosti proudící kapaliny [m·s<sup>-1</sup>],  
 $\rho \dots$  je hustota proudící kapaliny [kg·m<sup>-3</sup>].

Pokud zanedbáváme vstupní rychlost vody do dýzy a položíme ji rovnou nule  $w_1 = 0$ , dosáhne pracovní látka na výstupu z dýzy při izoentropické expanzi dle rovnice 2.5, rychlost:

$$w_{2,ie} = \sqrt{2 \cdot \left( \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right)}$$

$$w_{2,ie} = \sqrt{2 \cdot \left( \frac{300000 - 6000}{998,3} \right)}$$

$$w_{2,ie} = 24,27 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

### Výpočet rychlosti pracovního média při skutečném proudění

Při výpočtu skutečné rychlosti proudící pracovní látky se vychází ze stejných rovnic jako v případě výpočtu rychlosti při ideálním proudění, pouze se v rovnici zohledňuje vliv tření kapaliny o stěny dýzy a také tření mezi jednotlivými vrstvami kapaliny. Vlivem takového proudění kapaliny dýzou dochází k nežádoucí transformaci tlakové energie na energii vnitřní (nárůst teploty), což se v i-s diagramu projevuje odklonem expanzní křivky od ideálního stavu ve směru vyšších entropií. Upravená doplněná rovnice má tvar:

$$w_2 = \varphi \sqrt{2 \cdot \left( \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right)} \quad (4.1)$$

$$w_2 = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot \left( \frac{300000 - 6000}{998,3} \right)}$$

$$w_2 = 23,06 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

kde:

$\varphi \dots$  je rychlostní součinitel dýzy a dle literatury [11] je roven 0,95 [-].



## Volba parametrů na výstupu z difuzoru

Pro výpočet hmotnostního množství pracovní látky a následný návrh celého proudového přístroje dle analytické metodiky je nezbytné určit tlak a teplotu pracovní látky na výstupu z difuzoru.

Na difuzor navazuje potrubí, jehož konec ústí do jímky vývěv cca 40 cm pod hladinu vody. Na výstupu z difuzoru musí být tlak, který bude odpovídat atmosférickému tlaku navýšenému o hydrostatický tlak sloupce vody nad ústím difuzoru a tlakovou ztrátu v potrubí. Tomuto tlaku přibližně odpovídá tlak 150 kPa.

Teplota směsi pracovní vody a vzduchu na výstupu z difuzoru závisí jednak na množství a vstupní teplotě pracovní látky a jednak na teplotě, množství a složení parovzdušné směsi odsávané z kondenzátoru parní turbíny.

Z kondenzátoru do sací komory proudí parovzdušná směs o složení odpovídající podmínkám v podchlazovacím prostoru kondenzátoru. Tlak v kondenzátoru je dle upraveného zadání 7kPa abs. Tomuto tlaku odpovídá teplota sytosti páry 39°C. Teplota v podchlazovacím prostoru kondenzátoru je dle zadání 35°C. Podchlazení parovzdušné směsi je tedy dle zadání předpokládáno 4°C. Parciální tlak páry v podchlazené směsi je 5,629 kPa. Množství páry v nasávané směsi se určí ze vztahu:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{\frac{R_{vzd}}{R_p}}{\frac{p_{sm}}{p_{pp}} - 1} \quad (4.2)$$
$$\dot{m}_p = 45 \cdot \frac{\frac{287,1}{461,5}}{\frac{7,00}{5,629} - 1}$$
$$\dot{m}_p = 113,85 \text{ kg/h}$$

kde:

$\dot{m}_p$  ... množství páry ve směsi [kg/h],

$\dot{m}_{vzd}$  ... množství vzduchu ve směsi [kg/h],

$R_p$  ... měrná plynová konstanta páry [ $R_p = 461,5 \text{ J/kg.K}$ ],

$R_{vzd}$  ... měrná plynová konstanta vzduchu [ $R_{vz} = 287,1 \text{ J/kg.K}$ ],

$p_{pp}$  ... parciální tlak páry v podchlazené směsi [kPa],

$p_{sm}$  ... celkový tlak parovzdušné směsi [kPa].

Hmotnostní průtok parovzdušné směsi do kondenzátoru je pak:

$$\dot{m}_{sm} = \dot{m}_p + \dot{m}_{vzd} \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{sm} = 113,85 + 45$$

$$\dot{m}_{sm} = 158,85 \text{ kg/h}$$

V sací komoře vodoproudé vývěvy je tlak, který odpovídá součtu parciálního tlaku odsávaného vzduchu a parciálního tlaku vodní páry. Parciální tlak páry odpovídá teplotě pracovní vody. S ohledem na tuto skutečnost můžou nastat tyto stavy.:

- Je-li množství vodní páry v odsávané směsi menší, než přísluší parciálnímu tlaku při dané teplotě, pak se potřebné množství dodatečně odpaří z vodního paprsku. Tento stav může nastat třeba při zkouškách vývěvy, kdy je přisáván suchý vzduch.
- V případě, kdy je páry ve směsi více, nastává stav, kdy nadbytečná pára kondenzuje na vodním paprsku pracovní látky. S tím souvisí nepatrné ohřívání vodního paprsku. Tento stav nastává právě při odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru, ve které poměr páry ke vzduchu je vždy přibližně 3:1.

V tomto případě je teplota pracovní vody 20°C. Teplotě 20°C odpovídá parciální tlak páry 2,339 kPa. Z toho lze dle rovnice 4.2 určit hmotnostní množství vodní páry, která zůstane v plynném skupenství.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p,pl} &= \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{\frac{R_{vzd}}{R_p}}{\frac{P_{sm}}{P_{pp}} - 1} \\ \dot{m}_{p,pl} &= 45 \cdot \frac{0,622}{\frac{7,00}{2,339} - 1} \\ \dot{m}_{p,pl} &= 13,95 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Množství kondenzující páry na vodním paprsku je pak:

$$\dot{m}_{p,zkond} = \dot{m}_p - \dot{m}_{p,pl} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{p,zkond} = 113,85 - 13,95$$

$$\dot{m}_{p,zkond} = 99,9 \text{ kg/h} = 0,02775 \text{ kg/s}$$

Pro odhadnuté množství pracovní vody lze určit stupeň ohřátí od kondenzující páry. Hmotnostní tok pracovní vody předběžně volíme 280 kg/s. Stupeň ohřátí  $\Delta t_v$  určíme z rovnice zachování energie:

$$\dot{m}_{vo} \cdot c_{p,v} \cdot \Delta t_v = \dot{m}_{p,zkond} \cdot (i_p - i_v) \quad (4.5)$$

$$\Delta t_v = \frac{0,02775 \cdot (2564,5 - 84,19)}{280 \cdot 4,18}$$

$$\Delta t_v = 0,0588 \div 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde:

$\dot{m}_{vo}$  ... odhadované množství pracovní látky [kg/s],

$\dot{m}_{p,zkond}$  ... množství kondenzující páry se směsí [kg/s],

$c_{p,v}$  ... měrná tepelná kapacita vody [kJ/kg.K],

$i_p$  ... entalpie vodní páry pro 35°C a 5,629 kPa [kJ/kg],

$i_v$  ... entalpie pracovní látky [kJ/kg].

Výpočet udává hodnotu ohřátí, které je důsledkem kondenzace páry. K této hodnotě je třeba ještě připočíst ohřátí, ke kterému dojde v důsledku tření proudící kapaliny a ohřátí od nekondenzujících plynů a zbylé nezkondenzované páry o teplotě 35°C. Odhadovaná teplota na výstupu z difuzoru je 20,10°C. Této teplotě a tlaku 150 kPa odpovídá entalpie 84,47 kJ/kg.

### Stanovení množství pracovní látky

Množství pracovní látky se vypočítá z rovnice 2.2 - rovnice zachování celkové energie,

$$m_v \cdot i_v + m_{sm} \cdot i_{sm} = (m_v + m_{sm}) \cdot i_5$$

kde:

$m_v$  ... je hmotnostní tok pracovní látky [kg·h<sup>-1</sup>],

$m_{sm}$  ... je hmotnostní tok nasávané parovzdušné směsi [kg·h<sup>-1</sup>],

$i_v$  ... je entalpie pracovní látky [kJ·kg<sup>-1</sup>],

$i_{sm}$  ... je entalpie nasávané parovzdušné směsi [kJ·kg<sup>-1</sup>],

$i_5$  ... je entalpie směsi vody a vzduchu na výstupu z difuzoru [kJ·kg<sup>-1</sup>].

Entalpii parovzdušné směsi  $i_{sm}$  určíme z rovnice:

$$i_{sm} = \frac{i_{vzd} \cdot m_{vzd} + i_p \cdot m_p}{m_{vzd} + m_p} \quad (4.6)$$

kde:

$i_{vzd} \dots$  je entalpie suchého vzduchu:  $t_{vz} \cdot c_{p,vz} = 35 \cdot 1,007 = 35,25$  [kJ/kg],

$i_p \dots$  je entalpie syté páry v parovzdušné směsi 5,62 kPa: 2564,5 [kJ/kg],

$m_{vzd} \dots$  je hmotnost vzduchu v parovzdušné směsi [kg],

$m_p \dots$  je hmotnost páry v parovzdušné směsi [kg].

Dosazením těchto hodnot do rovnice 4.6 dostaneme celkovou entalpii parovzdušné směsi přísávané do vodního paprsku pracovní látky.

$$i_{sm} = \frac{35,245 \cdot 45 + 2564,5 \cdot 113,85}{45 + 113,85}$$

$$i_{sm} = 1847,9 \text{ kJ/kg}$$

A dosazením do upravené rovnice zachování energie vypočítám hmotnostní tok pracovní látky.

$$m_v = m_{sm} \cdot \frac{i_{sm} - i_3}{i_3 - i_v} \quad (4.7)$$

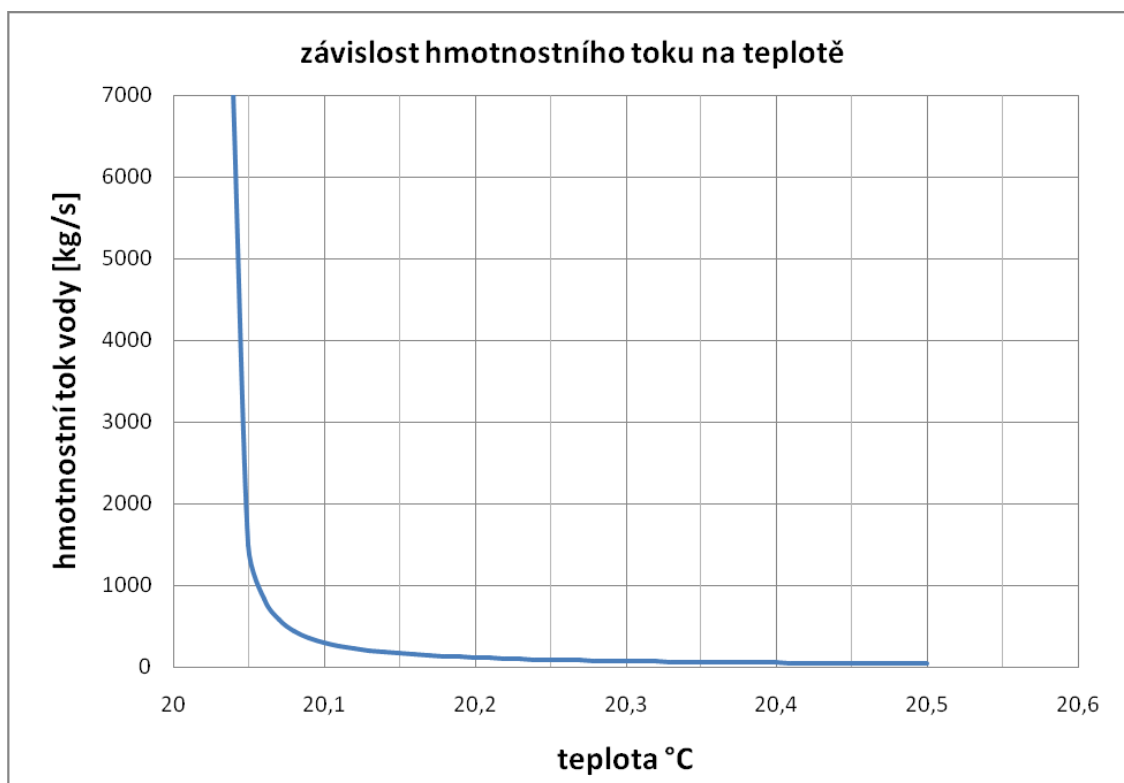
$$m_v = 158,85 \cdot \frac{1847,9 - 84,47}{84,47 - 84,19}$$

$$m_v = 1000432 \text{ kg/h} \doteq 278 \text{ kg/s}$$

Vliv teploty směsi na výstupu z difuzoru na množství pracovní látky je zobrazen v grafu č. 1. V grafu si můžeme všimnout, že při snížení teploty směsi vody a nekondenzujících plynu na výstupu z difuzoru na hodnotu 20,05°C, by vypočtený hmotnostní průtok dosahoval hodnoty okolo 1200kg/s.

Výpočet podle této metodiky založené na čistě teoretických vztazích a rovnicích je sice fyzikálně možný, ale s ohledem na srovnávání velice blízkých hodnot teplot, na kterých závisí výsledný hmotnostní tok pracovní látky, není zcela vhodný. Z tohoto důvodu bude pro výpočet hlavních rozměrů ejektoru a množství pracovní látky zvolená metodika používaná v technické praxi. Tato metodika je podrobněji popsána v následujícím textu.

Graf č. 4.1 Závislost hmotnostního toku pracovní látky na teplotě po smíchání s parovzdušnou směsí.



#### 4.2.1.2 Empirická metoda výpočtu množství pracovní látky

V technické praxi se při výpočtu množství pracovní látky postupuje jinak, než uvádí některé literární zdroje. Výpočet množství pracovní látky vychází z potřebného průměru vodního paprsku. Právě tento rozměr úzce souvisí s plochou vodního paprsku, na které dochází k interakcím mezi hnacím a hnaným prostředím, v důsledku kterých dochází k urychlování a přisávání parovzdušné směsi. Empirické vztahy, které se pro tento výpočet používají, vycházejí sice ze základních rovnic zachování energie a hybnosti atd., avšak jsou na základě experimentů a zkoušek doplněny řadou konstant a empirických hodnot. Tyto experimenty a zkoušky byly prováděny z jediného důvodu a to optimalizace rozměru a funkce proudových přístrojů.

Následující výpočet je založený právě na těchto empirických vztazích a je proveden ve spolupráci s odborníky ze společnosti Doosan Škoda Power na základě literatury [4] a [11].

Parciální tlak vzduchu v sací komoře vývěvy (při 20°C).

$$p_{pvzd} = p_{sk} - p_{pp} \quad (4.8)$$

$$p_{pvzd} = 6 - 2,339$$

$$p_{pvzd} = 3,663 \quad [kPa]$$

Objemový průtok vzduchu do vodního paprsku určíme ze stavové rovnice pro ideální plyn,

$$\dot{V}_{vzd} = \frac{m_{vzd} \cdot r \cdot (t_{vzd} + 273,15)}{p_{pvzd}} \quad (4.9)$$

$$\dot{V}_{vzd} = \frac{0,0125 \cdot 287,04 \cdot (20 + 273,15)}{3663}$$

$$\dot{V}_{vzd} = 0,287 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

kde:

$m_{vzd} \dots$  je hmotnostní tok přisávaného vzduchu  $[kg \cdot s^{-1}]$ ,

$r \dots$  je měrná plynová konstanta vzduchu  $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ ,

$p_{pvzd} \dots$  je parciální tlak vzduchu při teplotě v sací komoře  $[Pa]$ ,

$t_{vzd} \dots$  je teplota vzduchu vstupujícího do vodního paprsku  $[^{\circ}C]$ .

Diferenci tlaku vody na výstupu z čerpadla a tlaku v sací komoře vypočteme následovně.

$$\begin{aligned} \Delta p_{vs} &= p_v - p_{sk} \\ \Delta p_{vs} &= 300 - 6 \\ \Delta p_{vs} &= 294 \quad [kPa] \end{aligned} \quad (4.10)$$

Diference tlaku vody na výstupu z difuzoru a tlaku v sací komoře je dána rovnicí:

$$\begin{aligned} \Delta p_{ds} &= p_d - p_{sk} \\ \Delta p_{ds} &= 150 - 6 \\ \Delta p_{ds} &= 144 \quad [kPa] \end{aligned} \quad (4.11)$$

Poměr tlaku na výstupu z difuzoru a tlaku pracovní vody je roven:

$$p_{dv} = \frac{p_d}{p_v} \quad (4.12)$$

$$p_{dv} = \frac{150}{300}$$

$$p_{dv} = 0,5$$

Další empirickou veličinu vyskytující se v následující rovnici lze definovat jako poměr průřezu směšovací komory a dýzy pracovní látky.

$$f_{3,1} = \frac{\Delta p_{vs}}{\Delta p_{ds}} \quad (4.13)$$

$$f_{3,1} = \frac{294}{144}$$

$$f_{3,1} = 2,042$$

Potřebný průměr paprsku pracovní látky, na kterém dochází k interakci mezi pracovní a nasávanou látkou je určen z následující rovnice. Tento rozměr zároveň odpovídá průměru výstupního průřezu dýzy pracovního média.

$$d_2 = \frac{2,34}{w_2^{0,8} \cdot f_{3,1}^{0,372}} \cdot \left[ \frac{V_{vzd}}{1 - 0,47 \cdot f_{3,1}^{1,47} \cdot p_{dv}} \right]^{0,4} \quad (4.15)$$

$$d_2 = \frac{2,34}{23,06^{0,8} \cdot 2,042^{0,372}} \cdot \left[ \frac{0,287}{1 - 0,47 \cdot 2,042^{1,47} \cdot 0,5} \right]^{0,4}$$

$$d_2 = 0,1381 [m]$$

Hmotnostní tok pracovní látky vypočítám z rovnice 2.1 - rovnice kontinuity.

$$m_v = w_2 \cdot \rho_v \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$$

$$m_v = 23,06 \cdot 998 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1381^2}{4}$$

$$m_v = 344,6 [kg \cdot s^{-1}] = 1240 [t \cdot h^{-1}]$$

kde:

$m_v \dots$	je hmotnostní tok pracovní látky	$[kg \cdot s^{-1}]$ ,
$\rho_v \dots$	je hustota pracovní látky	$[kg \cdot m^{-3}]$ ,
$\pi \dots$	je Ludolfovo číslo	$[-]$ ,
$d_2 \dots$	je vnitřní průměr výstupního průřezu dýzy	$[m]$ .

#### 4.2.2 Návrh rozměrů a tvaru dýzy pracovní látky

Výstupní průměr dýzy je již určen předchozím výpočtem a je roven  $d_2=13,81$  cm. Podle hodnoty výstupní rychlosti se jedná jednoznačně o divergentní trysku. Dýza má tvar, odpovídající tvaru dýzy na obrázku 2.7 c. Tryska je vyrobena soustružením a je přivařená na jeden konec trubky, o požadovaných rozměrech. Druhý konec trubky je opatřen vnějším závitem, který slouží pro přesné nastavení dýzy vůči směšovací komoře. Proti samovolnému posuvu je závit zajištěn pojistným šroubem. Detailní výkres této části proudového kompresoru je vložen jako příloha A této diplomové práce.

### 4.2.3 Výpočet rozměrů přívodního potrubí pracovní látky

V přívodním potrubí je odhadnutá rychlost proudění  $w_1' = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro tuto rychlost je plochá průřezu dle rovnice 2.1:

$$\begin{aligned} S'_{potr} &= \frac{\dot{m}_v}{\rho_v \cdot w_1'} \\ S'_{potr} &= \frac{344,6}{998 \cdot 3} \\ S'_{potr} &= 0,115 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned}$$

a vnitřní průměr přívodního potrubí:

$$\begin{aligned} d'_{potr} &= \sqrt{\frac{4 \cdot S'_{potr}}{\pi}} \\ d'_{potr} &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,115}{\pi}} \\ d'_{potr} &= 0,383 \text{ [m]} \end{aligned} \tag{4.16}$$

Je tedy zvoleno potrubí s vnějším průměrem  $D_{potr}=406,4\text{mm}$  a tloušťkou stěny 20mm dle EN 10220. Vnitřní průměr potrubí  $d_{potr}$  je 366,4mm a průtočná plocha  $S_{potr}=0,105 \text{ m}^2$ . Rychlost proudění pracovní látky  $w_1$  v normalizovaném potrubí je dle rovnice 2.1  $3,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 4.2.4 Výpočet rozměrů přívodního potrubí nasávané látky

Přívodní potrubí nasávané látky je nedílnou součástí proudového přístroje. Je tedy nezbytné jej navrhnout tak, aby byl zaručen plynulý a nerušený přísun odsávané vzdušiny do sací komory vodoproudé vývěvy. Při proudění potrubím by nemělo docházet k výrazným tlakovým ztrátám a zohledňovat by se měly i ekonomické otázky.

#### 4.2.4.1 Výpočet rychlosti proudění nasávaného média

Jak bylo již dříve zmíněno, hnacím mechanismem přísávání a urychlení vzdušiny je tlaková difference mezi komorou vývěvy a místem odkud se hnaná látka nasává. K výpočtu této rychlosti pro plyny se používá dle literatury [4] vzorec pro izoentropické proudění. Při zanedbání ztrát a vstupní rychlosti média má tento vzorec tvar:



$$w_{sm,ie} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left( \frac{p_k}{\rho_k} - \frac{p_{sk}}{\rho_{sk}} \right)} \quad (4.17)$$

$$w_{sm,ie} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \left( \frac{7000}{0,05514} - \frac{6000}{0,04728} \right)}$$

$$w_{sm,ie} = 18,95 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Pro určení skutečné rychlosti při uvažování ztrát třením vlivem viskozity vzdušiny se užívá rychlostní součinitel  $\varphi$ .

$$w_{sm} = \varphi \cdot w_{vz,ie} \quad (4.18)$$

$$w_{sm} = 0,95 \cdot 18,95$$

$$w_{sm} = 18 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Kde  $\varphi = f(Re)$  a dle literatury [4] je roven 0,95.

#### 4.2.4.2 Výpočet objemového průtoku odsávané látky

Objem odsávané parovzdušné směsi z kondenzátoru je roven součtu objemů jednotlivých složek obsažených ve směsi. Tyto objemy lze určit pomocí stavové rovnice pro plyny a páry. Pro objemový tok páry, má rovnice 4.9 tvar:

$$\dot{V}_p = \dot{m}_p \cdot \frac{r_p \cdot T_p}{p_{sm}}$$

$$\dot{V}_p = 0,0316 \cdot \frac{461,5 \cdot 308,15}{7000}$$

$$\dot{V}_p = 0,642 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

A pro objemový průtok vzduchu se použije tatáž rovnice, pouze se dosadí hodnoty pro vzduch:

$$\dot{V}_{vzd} = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{r_{vzd} \cdot T_{vzd}}{p_{sm}}$$

$$\dot{V}_{vzd} = 0,0125 \cdot \frac{287,1 \cdot 308,15}{7000}$$

$$\dot{V}_{vzd} = 0,158 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

kde:

$m_{p,vzd} \dots$ jsou hmotnostní toky páry a vzduchu ve směsi	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ ,
$r_{p,vzd} \dots$ jsou měrné plynové konstanty pro páru a vzduch	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ ,
$T_{p,vzd} \dots$ jsou teploty páry a vzduchu	$[\text{K}]$ ,
$p_{sm} \dots$ je celkový tlak nasávané směsi	$[\text{Pa}]$ .

Celkový objemový tok je vypočten z rovnice:

$$\dot{V}_{sm} = \dot{V}_p + \dot{V}_{vzd} \quad (4.19)$$

$$\dot{V}_{sm} = 0,642 + 0,158$$

$$\dot{V}_{sm} = 0,8 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

#### 4.2.4.3 Výpočet průtočné plochy a průměru potrubí pro nasávanou látku

Pro výpočet průtočného průřezu se použije opět upravená rovnice kontinuity.

$$S'_0 = \frac{\dot{V}_{sm}}{w_{sm}} \quad (4.20)$$

$$S'_0 = \frac{0,8}{18}$$

$$S'_0 = 0,044 \quad [\text{m}^2]$$

Z plochy tohoto průřezu lze snadno pomocí rovnice 4.16 určit průměr přívodního potrubí pro nasávanou látku.

$$d'_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{potr}}{\pi}}$$

$$d'_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,044}{\pi}}$$

$$d'_0 = 0,238 \quad [\text{m}]$$

Pro výrobu přívodního potrubí bude použita normalizovaná trubka o vnějším průměru  $D_0=273 \text{ mm}$  a tloušťce stěny  $6,3 \text{ mm}$  dle EN 10220. Vnitřní průměr tohoto potrubí  $d_0$  je  $260,4 \text{ mm}$  a plocha průřezu  $S_0=0,053 \text{ m}^2$ . Rychlost proudění parovzdušné směsi v normalizovaném potrubí je dle rovnice 4.20  $15,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

#### 4.2.5 Návrh rozměrů sací komory vodoproudé vývěvy

Jelikož v sací komoře vývěvy jsou jiné podmínky než v přívodním potrubí hnaného média, je nezbytné určit objemový průtok vzdušiny v tomto prostoru. V přívodním potrubí je tlak 7 kPa a teplota 35°C, kdežto v sací komoře tlak i teplota přisávané vzdušiny odpovídá tlaku a teplotě pracovní látky na výstupu z dýzy.

##### 4.2.5.1 Výpočet objemového toku parovzdušné směsi v sací komoře vývěvy

Objemový tok v sací komoře je určen na základě stejných vztahů jako objemový průtok v přívodním potrubí hnané látky. Rychlost proudění směsi v sací komoře je stejná jak v potrubí, a to 15,02 m·s<sup>-1</sup>.

$$\dot{V}_{vd,sk} = 0,1753 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\dot{V}_{p,sk} = 0,7125 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Celkový objemový tok je dán vztahem:

$$\dot{V}_{sm,sk} = \dot{V}_{p,sk} + \dot{V}_{vd,sk} \quad (4.21)$$

$$\dot{V}_{sm,sk} = 0,713 + 0,175$$

$$\dot{V}_{sm,sk} = 0,888 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

##### 4.2.5.2 Výpočet průtočné plochy a průměru sací komory vývěvy

Pro výpočet průtočné plochy se použije opět upravená rovnice kontinuity 4.20.

$$S_{prut,sk} = \frac{\dot{V}_{sm,sk}}{w_{sm}}$$

$$S_{prut,sk} = \frac{0,888}{15,02}$$

$$S_{prut,sk} = 0,0592 \quad [m^2]$$

Celková plocha řezu sací komory je dána součtem této průtočné plochy a plochy průřezu přívodního potrubí pracovní látky.

$$S_{sk} = S_{prut,sk} + \frac{\pi \cdot D_{potr}^2}{4} \quad (4.22)$$

$$S_{sk} = 0,0592 + \frac{\pi \cdot 0,4064^2}{4}$$

$$S_{sk} = 0,189 \quad [m^2]$$

Z plochy tohoto průřezu se pomocí rovnice 4.16 určí průměr sací komory navrhované vodoproudé vývěvy.

$$d_{sk} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{sk}}{\pi}}$$

$$d_{sk} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,189}{\pi}}$$

$$d_{sk} = 0,491 \quad [m]$$

Prostor v sací komoře, kterým proudí nasávaná směs páry a vzduchu je ohraničen z jedné strany vnější plochou přívodního potrubí pracovní látky a ze strany druhé válcovou stěnou sací komory, přičemž osa přívodního potrubí pracovní látky je totožná s osou sací komory. Vzdálenost mezi vnější stěnou přívodního potrubí pracovní látky a stěnou sací komory je určena vztahem:

$$x_{sk} = \frac{d_{sk} - D_{potr}}{2} \quad (4.23)$$

$$x_{sk} = \frac{0,491 - 0,4064}{2}$$

$$x_{sk} = 42,3 \quad [mm]$$

## 4.2.6 Návrh směšovací komory

Správný návrh hlavních rozměrů směšovací komory je velmi důležitý, protože tato část má významný vliv na optimální funkčnost celého proudového přístroje. Směšovací komora má tvar dle literatury [11], a skládá se ze dvou samostatných částí. První část má tvar kuželu, který se zužuje ve směru proudění kapaliny. Vstupní průřez tohoto kuželového kanálu je situován v rovině výstupního průřezu dýzy pracovní látky. Na tuto kuželovou část navazuje rovnoplochá válcová část směšovací komory. Délka rovnotlaké (kuželové) části směšovací komory je dána délkou předsazení rovnoploché části směšovací komory od ústí dýzy pracovní látky.

#### 4.2.6.1 Výpočet průměru rovnoploché části směšovací komory

Průměr válcové neboli rovnoploché, směšovací komory vyplývá z hlavních parametrů proudového kompresoru, především pak z výstupních průtočných ploch vstupních dýz  $S_2$  a  $S_{prut,sk}$ , jak uvádí literatura [4].

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot (S_2 + S_{prut,sk})}{\pi}} \quad (4.24)$$

Avšak při styku nasávané směsi s vodním paprskem hnací látky dochází ke kondenzaci značného množství páry z nasávané směsi a objemový průtok zbylé směsi vzduchu a nezkondenzované páry je daleko menší, tudíž i průtočná plocha pro toto množství směsi je menší. Jak již bylo v předchozím textu stanoveno, na vodním paprsku kondenzuje 99,9 kg páry za jednu hodinu. Ve směsi o tlaku 6 kPa a teplotě 20°C zůstává 13,95kg/h páry a 45kg/h vzduchu. Objemový průtok směsi vypočítaný pomocí stavové rovnice pro plyny a páry je  $0,2627 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Tomuto objemovému toku při rychlosti proudění  $w_{sm}=15,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  odpovídá průtočná plocha  $0,0146 \text{ m}^2$ . Dosazením této hodnoty do vztahu 4.24 dostaneme hodnotu průměru směšovací komory, která je dle tohoto postupu 0,194 m.

Průměr směšovací komory však lze vypočítat i na základě empirického vztahu, uvedeného v odborné literatuře [11]. Postup výpočtu uvedený v této publikaci je daleko jednodušší, a zmiňovaný vztah pro průměr směšovací komory má tvar:

$$d_3 = d_2 \cdot \sqrt{f_{3,1}} \quad (4.25)$$

$$d_3 = 0,1381 \cdot \sqrt{2,042}$$

$$d_3 = 0,197 \quad [m]$$

Nicméně výsledné průměry určené na základě literatur [4] i [11] jsou téměř shodné.

#### 4.2.6.2 Výpočet délky obou částí směšovací komory

Délka směšovací komory se vypočítává dle literatury [4] pomocí vztahu:

$$l_3 = (5 \text{ až } 8) \cdot d_3 \quad (4.26)$$

$$l_3 = 7 \cdot 0,197$$

$$l_3 = 1,38 \quad [m] ,$$

přičemž menší hodnota konstanty se volí pro přístroje, u kterých je poměr mezi hnací a hnanou rychlostí menší. Tento vztah se opírá především o experimentální poznatky a umožňuje konstruovat délku směšovací komory bez obav ze závažné chyby.

#### 4.2.6.3 Návrh předsazení dýzy od vstupního průřezu rovnoploché části směšovací komory

Dalším významným rozměrem proudových přístrojů je vzdálenost mezi výstupním průřezem dýzy pracovní látky a vstupním průřezem směšovací komory. Tento rozměr je zásadní pro správnou funkci proudového přístroje. Výpočtový vztah pro určení tohoto rozměru je stanoven na základě výzkumu proudových přístrojů. Obecně pro vodoproudé vývěvy se tento rozměr určuje pomocí jednoduchého vztahu:

$$l_c = 6 \cdot d_2 \quad (4.27)$$

$$l_c = 6 \cdot 0,1381$$

$$l_c = 0,828 \quad [m]$$

Aby byla zajištěna možnost úplně přesného nastavení vzdálenosti dýzy od směšovací komory, je část potrubí, na které je dýza přivařena opatřena závitem, který umožňuje přesné nastavení dýzy vůči vstupnímu průřezu směšovací komory.

#### 4.2.6.4 Rychlost proudění směsi ve směšovací komoře

Rychlost proudění směsi lze vyjádřit z rovnice zachování hybnosti

$$m_v \cdot w_2 + m_{sm} \cdot w_{sm} = (m_v + m_{sm}) \cdot w_3 \quad (4.28)$$

po úpravě:

$$w_3 = \frac{m_v \cdot w_2 + m_{sm} \cdot w_{sm}}{m_v + m_{sm}}$$

$$w_3 = \frac{344,6 \cdot 23,06 + 0,0441 \cdot 15,02}{344,6 + 0,0441}$$

$$w_3 = 23,05 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

#### 4.2.7 Návrh a výpočet rozměrů difuzorového kanálu

Transformace kinetické energie na tlakovou v difuzorovém kanálu se řídí především plošným rozšířením difuzoru  $\mu_D$ , které lze určit na základě hlavní difuzorové rovnice uvedené ve druhé kapitole této diplomové práce.

#### 4.2.7.1 Výpočet plošného rozšíření difuzoru

Tento bezrozměrný parametr se určí z rovnice 2.9.

$$c_p = \frac{p_5 - p_3}{\frac{\rho}{2} \cdot w_3^2} = 1 - \frac{1}{\mu_D^2} - \Delta p_{zD}$$

V rovnici vystupuje ještě jedna bezrozměrná veličina označovaná jako  $c_p$ , která udává, jaké procento z kinetické energie přivedené do difuzoru se v něm transformuje na energii tlakovou

$$c_p = \frac{p_5 - p_3}{\frac{\rho}{2} \cdot w_3^2}$$

$$c_p = \frac{150000 - 6000}{\frac{998}{2} \cdot 23,05^2}$$

$$c_p = 0,543$$

kde:

$p_5$ .... je tlak na výstupu z difuzoru [Pa],  
 $p_3$ .... je tlak na výstupu ze směšovací komory [Pa],  
 $\rho$  ....je hustota proudící látky [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],  
 $w_3$ ...je rychlost proudící látky na konci směšovací komory [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Z druhé části rovnice 2.9 pak lze vyjádřit potřebné plošné rozšíření difuzoru

$$c_p = 1 - \frac{1}{\mu_D^2} - \Delta p_{zD} \Rightarrow \mu_D = \sqrt{\frac{1}{1 - c_p - \Delta p_{zD}}}$$

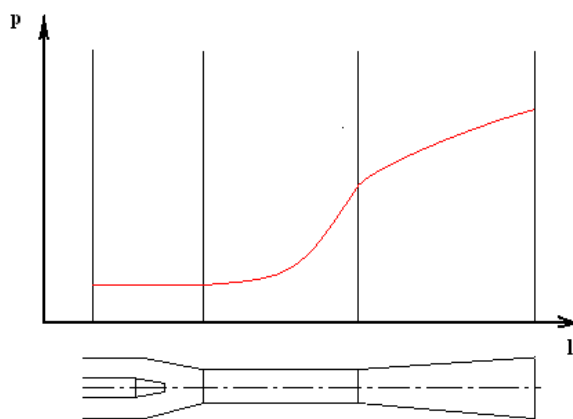
$$\mu_D = \sqrt{\frac{1}{1 - 0,543 - 0,16}}$$

$$\mu_D = 1,84$$

kde:  $\Delta p_{zD}$  je tlaková ztráta difuzoru a jak uvádí [8] pro vrcholový úhel  $8^\circ$  je přibližně 16%.

Tento výpočet však platí pouze za předpokladu, že ve směšovací komoře nedochází k nárůstu statického tlaku, což u vodoproudých vývěv je mylná úvaha. Ve směšovací komoře vodoproudé vývěvy dochází k tzv. vodnímu skoku. Tento fyzikální jev nastává v okamžiku, kdy dojde k dostatečnému promíšení obou látek a zaplnění celého průřezu směšovací komory homogenní dvoufázovou směsí. V tomto okamžiku dojde k náhlému

nárůstu tlaku a zároveň vyrovnaní rychlostí proudících látek. Tento fyzikální jev byl zkoumán ruskými inženýry Sokolovem a Zingerem, kteří zkoumali vliv hodnoty hmotnostního toku vody na průběh statického tlaku ve směšovací komoře vývěvy. Výsledky výzkumu jsou popsány v [11]. Průběh tlaku při vodním skoku ve směšovací komoře vodoproudé vývěvy je zobrazen na obrázku č. 4.1.



Obr. č. 4.1 Průběh tlaku při vodním skoku ve vodoproudé vývěvě.

Určení rychlosti a tlaku směsi na výstupu ze směšovací komory vodoproudé vývěvy je obtížné, jelikož není známo, ve kterém místě směšovací komory dojde k vyplnění celého jejího průřezu homogenní směsí vody a vzduchu. Tím se stává obtížné i stanovení plošného rozšíření difuzoru. Z toho důvodu je tento parametr zvolen dle doporučení odborné literatury [4] a jeho hodnota je 2.8.

#### 4.2.7.2 Výpočet výstupního průměru difuzoru

Plocha výstupního průřezu difuzoru je pak určena rovnicí 2.8,

$$\mu_D = \frac{S_5}{S_3} \Rightarrow S_5 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \mu_D$$

$$S_5 = \frac{\pi \cdot 0,197^2}{4} \cdot 2,8$$

$$S_5 = 0,085 \quad [m^2]$$

kde:

- |  |                    |
|--|--------------------|
| $\mu_D$ .... je plošné rozšíření difuzoru                        | [-],               |
| $S_5$ .... je plocha výstupního průřezu difuzoru                 | [m <sup>2</sup> ], |
| $S_3$ .... je plocha průřezu směšovací komory                    | [m <sup>2</sup> ], |
| $\pi$ .... je Ludolfovo číslo                                    | [-],               |
| $d_3$ ... je průměr směšovací komory, na kterou navazuje difuzor | [m].               |



Průměr výstupního průřezu difuzoru se určí z rovnice 4.16.

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_5}{\pi}}$$
$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,085}{\pi}}$$
$$d_5 = 0,33 \text{ [m]}$$

#### 4.2.7.3 Výpočet délky difuzoru

Délka difuzoru je závislá na výstupním průměru a na vrcholovém úhlu difuzorového kanálu. Rovnice, ze které se tato délka vypočítá, má tvar

$$L_D = \frac{d_5 - d_3}{2 \cdot \operatorname{tg} \cdot \frac{\alpha}{2}} \quad (4.29)$$
$$L_D = \frac{0,33 - 0,197}{2 \cdot \operatorname{tg} \cdot \frac{8}{2}}$$
$$L_D = 0,96 \text{ [m]}$$

kde:

- $\alpha$  .... je vrcholový úhel difuzoru [°],
- $d_5$  .... je výstupní průměr difuzoru [m],
- $d_3$  .... je vstupní průměr difuzoru [m].

Schematický náčrt vodního ejektoru se zaznačením všech vypočítávaných rozměrů je k dispozici jako příloha J této diplomové práce.

### 4.3 Popis konstrukčního řešení vodního ejektoru

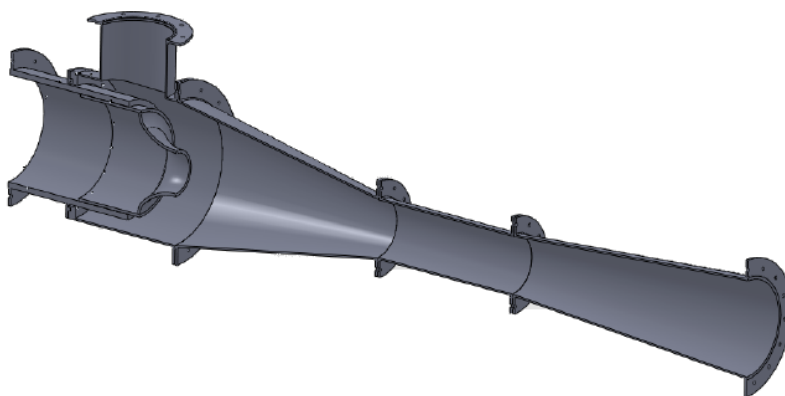
Navrhovaná vodoproudá vývěva se skládá jednotlivých částí, jejichž rozměry jsou stanoveny výpočty. Pro zhotovení těch částí, u kterých to je možné, jsou použity trubky normalizovaných rozměrů dle EN 10220. Jedná se o přívodní potrubí pracovní a nasávané látky. Další části jako je sací komora, rovnotlaká i rovnoplochá část směšovací komory a difuzor musí mít přesné rozměry dle výpočtů, tudíž je nelze vyrobit z normalizovaných polotovarů. Tyto části jsou vyrobeny skružováním ocelových plechů o příslušných tloušťkách.

Sací komora je vyrobena skružením a následným svařením ocelového plechu o tloušťce 6 mm. Skružením vzniká potrubí o vnějším průměru  $D_{sk} = 513 \text{ mm}$  a tloušťce

stěny  $t = 6$  mm. Na jeden konec trubky je přivařena vnější příruba, určená k připojení kuželové části směšovací komory. Druhá strana je opatřena vnitřní přírubou s drážkou a závitovými dírami. Vnitřní příruba bude sloužit pro připojení přívodního potrubí pracovní látky. Ke stěně sací komory je přivařen nátrubek s přírubou. Pro výrobu nátrubku bude použita normalizovaná ocelová trubka o rozměrech 273 x 6,3 mm.

Krátká část přívodního potrubí pracovní látky je vyrobena z ocelové trubky o vnějším průměru  $D = 406,4$  mm a tloušťce stěny  $t = 20$  mm. Na jeden konec potrubí je přivařena příruba sloužící k připojení vývěvy k výtlačnému potrubí čerpadla. Na druhé straně je trubka opatřena vnitřním závitem, do kterého se zašroubovává trubka, na jejímž konci je přivařená dýza pracovní látky. Popis konstrukčního řešení dýzy pracovní látky je ve čtvrté kapitole této diplomové práce. Na přívodní potrubí pracovní látky v patřičné vzdálenosti od konce trubky je příruba. Tato příruba je opatřena dírami o průměru 10 mm a protikusem zapadajícím do drážky na vnitřní přírubě sací komory. Pro zajištění těsnosti spojení obou částí je v drážce umístěn silikonový těsnící kroužek.

Rovnotlaká část směšovací komory a difuzor jsou zhotoveny skružením plechu o tloušťce 6 mm pod příslušným úhlem tak, že vzniká kuželové potrubí. Na konce kuželových částí jsou přivařeny příruby, určené ke spojení s dalšími částmi ejektoru. Válcová část směšovací komory je taktéž vyrobena skružením a svařením plechu o tloušťce 6 mm. Oba konce této části směšovací komory jsou opatřené přírubami. Model takto konstrukčně provedené vodoproudé vývěvy je zobrazen na obrázku č. 4.2.



*Obr. č. 4.2 Řez modelem navržené vodoproudé vývěvy*

Podrobné informace a detaily konstrukčního provedení ejektoru jsou patrné z jednotlivých výrobních výkresů, které jsou uvedeny jako příloha B, C, D, E a F této diplomové práce.

## 4.4 Proudění pracovní látky v navržené dýze

Tato část práce se zabývá numerickým modelováním proudění pracovní látky v dýze navrhované vodoproudé vývěvy. V následujícím textu je uveden princip, na kterém pracuje program ANSYS-Fluent, a následně popis modelování konkrétního případu proudění v tomto programu. Tato část diplomové práce je vypracována na základě odborné literatury [5] a [9].

### 4.4.1 Teorie modelování proudění v programu Ansys - Fluent

V současnosti se čím dál častěji využívá různých programů, které umožňují znázornit proudění tekutin v navrhovaném zařízení. Pomocí těchto programů lze modelovat proudění a následně i optimalizovat geometrii a jiné určující parametry navrhovaných zařízení, aniž by se daná zařízení musely vyrábět. Pro modelování se využívají různé výkonné CFD systémy. Tyto systémy pracují se soustavami parciálních diferenciálních rovnic, které popisují základní zákony zachování hybnosti, hmoty a energie, a k nim přistupujícími okrajovými a počátečními podmínkami. Soustavy těchto rovnic jsou následně řešeny numericky. Výpočetní metody jsou založeny na metodě konečných objemů.

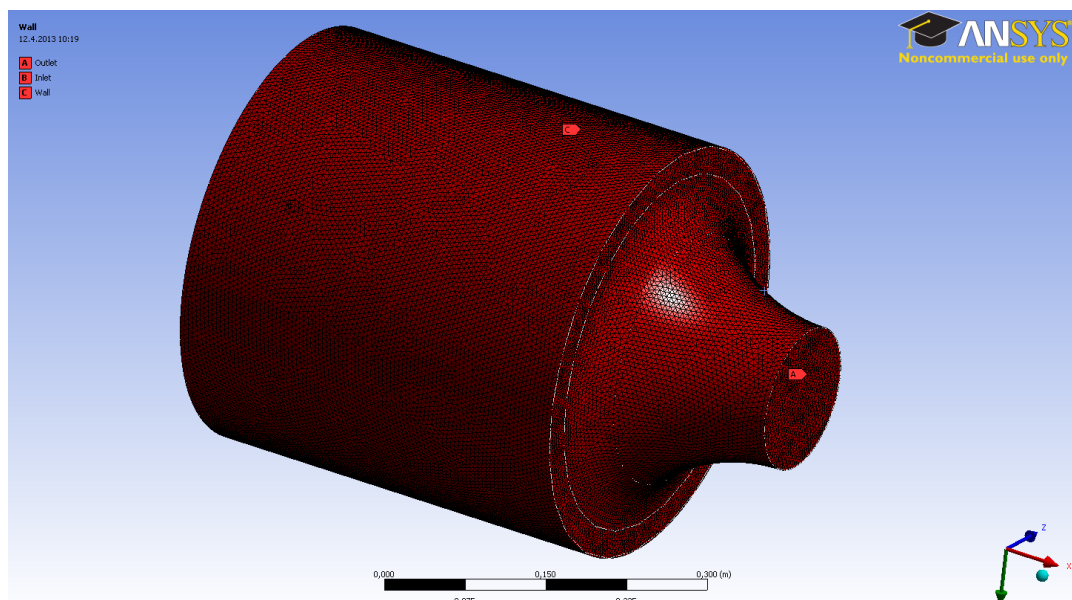
Metoda konečných objemů je založena na nahrazení molekulární struktury látky velmi malými objemy. Toto nahrazení molekulové struktury se nazývá hypotéza o spojitém prostředí. Molekulová struktura je pak v jednotlivých elementárních objemech nahrazena množinou fyzikálních vlastností, které se plynule mění při přechodu od jednoho objemu k druhému. Cílem numerické metody je hledat diskrétní řešení parciálních diferenciálních rovnic v jednotlivých elementárních objemech základní oblasti. Řešení úloh metodou konečných objemů v programu Ansys – Fluent se skládá z těchto základních bodů:

- vytvoření základní oblasti (2D nebo 3D objekt),
- rozdělení základní oblasti na elementární objemy,
- definování modelu, vstupních, výstupních a okrajových podmínek,
- bilancování proměnných v jednotlivých elementárních objemech a diskretizace,
- numerické řešení diskretizovaných rovnic.

#### 4.4.2 Modelování proudění vody v dýze

Prvním úkolem při modelování proudění v programu ANSYS je vytvoření troj- nebo dvojrozměrné geometrie základní oblasti, která reprezentuje proudící médium. V tomto případě se jedná o trojrozměrný, vodou vyplněný prostor dýzy a jí předcházející krátkou část přívodního potrubí. Přestože program ANSYS-Workbench disponuje vlastním podprogramem pro tvorbu geometrie Design Modeler, je model dýzy vytvořen v programu SolidWorks a následně převeden do programu ANSYS.

Následujícím krokem při modelování je rozdělení základní oblasti na jednotlivé elementární objemy pomocí křivočaré sítě a definování jednotlivých ploch modelu jako inlet, outlet a wall. Tento úkol je proveden v prostředí Meshingu (podprogram ANSYS-Workbench). Jak uvádí literatura [9] výsledek modelování proudění není závislý na velikosti základní oblasti, ale jen na hustotě sítě, a kvalitě síťování. Z tohoto důvodu je možné automaticky vygenerovanou síť zhustit ručně v Meshingu, anebo použít příkaz ADAPT ve Fluentu. Pomocí tohoto příkazu je lépe zachycená vrstva v blízkosti stěny a výpočet v této vrstvě je přesnější. Geometrie základní oblasti s vytvořenou sítí a definovanými plochami je na obrázku č. 4.3.



Obr. č. 4.3 Geometrie základní oblasti s vytvořenou sítí a definovanými plochami.

Níže popisované činnosti jsou již prováděny v programu ANSYS-Fluent. První z těchto činností je definování modelu.

Jelikož při proudění nedochází ke sdílení tepla, je zvolen izotermní model. Dále dle vypočtené rychlosti se určitě jedná o turbulentní proudění, avšak pro zpřesnění výpočtu je vhodné určit, který turbulentní model bude pro výpočet zvolen. Turbulentní model se určuje na základě velikosti Reynoldsova čísla, které se vypočítá z následujícího vztahu [5]:

$$Re = \frac{w_1 \cdot d}{\nu} \quad (4.30)$$

$$Re = \frac{3,29 \cdot 0,138}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 451312$$

kde:

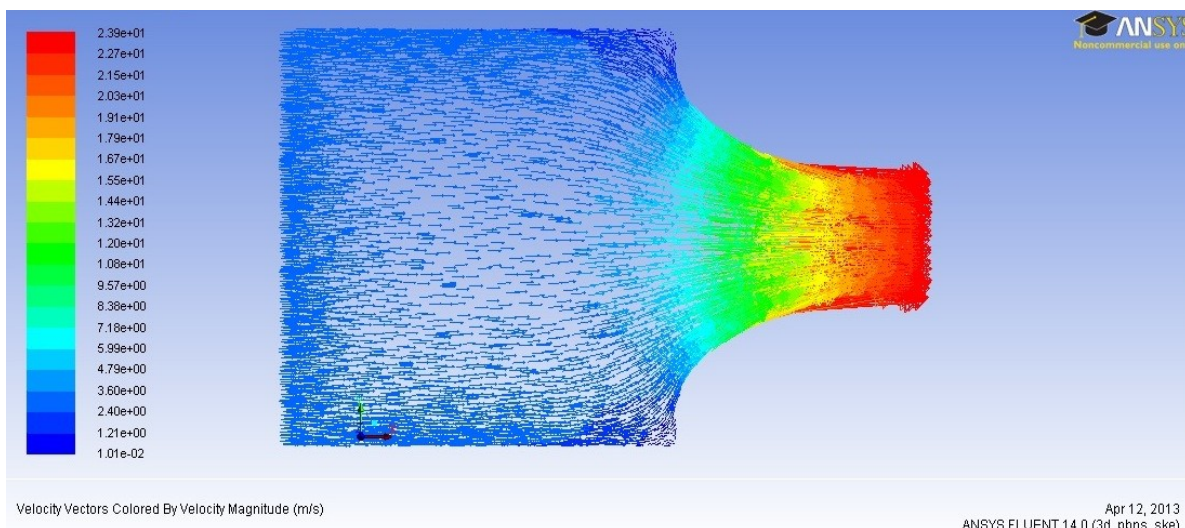
$w_1 \dots$ je rychlost proudící kapaliny	$[m \cdot s^{-1}]$ ,
$d \dots$ je charakteristický rozměr	$[m]$ ,
$\nu \dots$ je kinematická viskozita vody	$[m^2 \cdot s^{-1}]$ .

Na základě tohoto výpočtu a doporučení odborné literatury [9] je zvolen k- $\epsilon$  model, který je doporučován pro vysoká Re čísla.

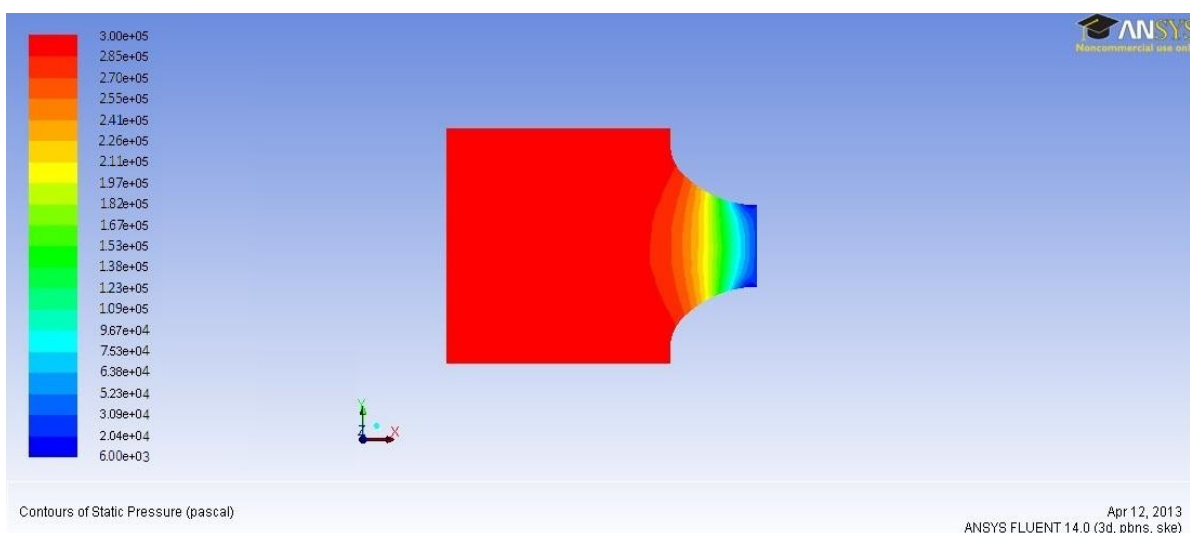
Pokud by bylo řešeno proudění v celém proudovém přístroji včetně sací komory, přisávání parovzdušné směsi, míšení vody a parovzdušné směsi ve směřovací komoře, pak by bylo nezbytné zvolit model, který zohledňuje promíchávání dvou fází. Jednotlivé fáze by se musely definovat a následně by se musel zvolit i model, který dokáže počítat s kondenzací páry z parovzdušné směsi na vodním paprsku. Definování těchto operací, různých podmínek a konstant je složité a především náročné na znalost programu. Proto je v této diplomové práci řešeno pouze nestlačitelné proudění v dýze pracovní látky.

Následně je nezbytné definovat vstupní, výstupní a okrajové podmínky. Na vstupu je definován celkový tlak vody, intenzita turbulence a hydraulický průměr. Na výstupu je použita podmínka ustáleného proudění. Jelikož se jedná o izotermní proudění, teplota se nikde nezadává a zůstává ve všech bodech na původní jednotné hodnotě.

Dalšími kroky jsou jen počáteční inicializace a spuštění výpočtu. U výpočtu je důležité získat konvergentní řešení. Kritériem konvergence jsou residuály, jejichž hodnota je dána normou a je v programu přednastavena. Po ukončení výpočtu jsou pomocí funkce Graphics and Animations – Conturs vykresleny průběhy tlaků a rychlosti ve sledované základní oblasti. Průběhy těchto sledovaných veličin jsou znázorněny na obrázcích č. 4.4 a 4.5 a potvrzují výsledky výpočtů rychlosti a tlaku na výstupu z dýzy pracovní látky.



*Obr. č. 4.4 Rychlostní pole v dýze a části přívodního potrubí*



*Obr. č. 4.5 Průběh změny tlaku v dýze pracovní látky*

## 4.5 Kavitace v navrženém vodním ejektoru

Kavitace je jev úzce související s prouděním kapalin. Tento jev nastává tehdy, když tlak kapaliny v určitých oblastech proudového pole poklesne až k hodnotě tlaku, který odpovídá tlaku syté kapaliny při dané teplotě, a kapalina se v těchto oblastech začne měnit na páru. V kapalině tedy vnikají bublinky páry, které jsou proudem vody unášeny až do oblasti o vyšším tlaku, kde dochází k okamžité kondenzaci vzniklých parních bublin. Při kondenzaci změní látka mnohonásobně svůj měrný objem a v kapalině vznikne dutina,

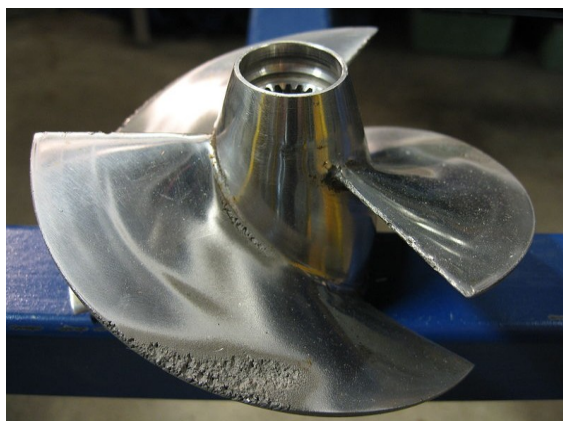
kteřá je následně velkou rychlostí zaplněna okolní kapalinou. Pokud k takovému zániku parních bublin dochází v bezprostřední blízkosti povrchu zařízení, pak je tento povrch vlivem nárazu kapaliny intenzivně namáhán a dochází k jeho poškození. Jak již bylo řečeno, vznik kavitace je podmíněn poklesem tlaku kapaliny až na tlak odpovídající tlaku sytosti při dané teplotě [2]. Tlaky sytosti odpovídající různým teplotám jsou uvedeny v tabulce č. 4.2.

Tabulka č. 4.2 Teploty a jim odpovídající tlaky sytosti (médium voda).

t	p <sub>sat</sub>	t	p <sub>sat</sub>
°C	kPa	°C	kPa
10	1,228	60	19,95
20	2,339	70	31,2
30	4,247	80	47,42
40	7,385	90	70,18
50	12,35	100	101,4

Teplota pracovní látky v navrhovaném proudovém přístroji je 20°C. Tato látka expanduje na tlak 6 kPa (abs). Z výše položené tabulky vyplývá, že při tomto tlaku a teplotě nehrozí vznik kavitace.

Ke kavitaci dochází nejčastěji u zařízení, jakými jsou vodní čerpadla, různé typy ventilů, lodní šrouby nebo vodní turbíny, tedy u zařízení ve kterých dochází k nárůstu rychlosti proudění kapaliny a s tím souvisejícím poklesem tlaku v oblastech s vyšší rychlostí. Vznik kavitace a její negativní vliv na povrch součástí, je na obrázku č. 4.6.



Obr. č. 4.6 Vznik a kavitace a její vliv na povrch lodního šroubu [15]

## 5 Zapojení vývěvy do stávajícího sekundárního okruhu

Tato kapitola obsahuje popis zapojení navržené vodoproudé vývěvy do stávajícího sekundárního okruhu jaderné elektrárny Dukovany. Schéma zapojení vývěv je na obrázku č. 5.1. V kapitole je rovněž uveden přibližný výpočet a návrh jímky vývěv a čerpadla pracovní látky.

### 5.1 Návrh jímky vývěv

Vývěva je dle zadání připojena k povrchovému kondenzátoru č. 1. potrubím zhotoveným z bezešvých ocelových trubek o vnějším průměru  $D = 273$  mm a tloušťce stěny 6,3 mm dle EN10220. Toto potrubí je dle literatury [6] opatřeno zpětnou klapkou zabráňující zpětnému proudění odsávané směsi, dále výškovým sifonem a zařízením zabráňujícím nátoky kapaliny do vakuových prostor kondenzátoru. Podrobný popis tohoto zařízení je v [13]. Na potrubí se rovněž nachází rušič vakua. Tato potrubní propojka kondenzátoru s okolní atmosférou má za úkol rychlé zrušení vakua v kondenzátoru a tím i rychlé odstavení turbíny. Rušič vakua se využívá jen v případě požáru nebo jiné závažné havárie, a to z důvodu nepříznivých axiálních sil působících na turbínu, které vznikají v důsledku okamžitého zvýšení tlaku v kondenzátoru. Aby při použití rušiče vakua nedošlo ke vniknutí mechanických nečistot do kondenzátoru a turbíny, je na vstupu do potrubí umístěno jemné síto. Na potrubí rušiče vakua je umístěna uzavírací klapka, která stanoví jedinou zábranu mezi prostorem kondenzátoru a okolní atmosférou.

Vývěva je umístěna na stropě jímky vývěv. Jelikož se jedná o vývěvu pracující v jaderné elektrárně, musí být jímka vzduchotěsná, z důvodu zamezení úniku radioaktivních látek do prostoru strojovny v případě poškození parogenerátoru nebo jiné havárie vedoucí ke kontaminaci pracovního média v sekundárním okruhu. Plyn je následně z jímky vývěv odváděn potrubím přes filtry, zajišťující jeho dekontaminaci až do atmosféry. Množství vody v jímce vývěv má být takové, aby se během hodiny provozu obou čerpadel vyměnilo maximálně 20 – 24 krát. Čím je toto číslo menší, tím víc je vody v jímce, tím lepší je odplynění pracovní vody a nižší ohřátí od ztrátového tepla čerpadla a teplejší parovzdušné směsi. Na druhou stranu s rostoucím množstvím pracovní vody vzrůstají i náklady na výstavbu jímky. Množství vody v jímce je tedy zvoleno tak, aby se vyměnilo 15 krát za hodinu provozu obou čerpadel.



Uvažujeme-li, že množství pracovní látky pro vývěvu odsávající parovzdušnou směs z kondenzátoru č. 2 je přibližně stejné jako u vývěvy kondenzátoru č. 1, pak celkové množství pracovní vody v systému vývěv lze definovat vztahem:

$$m_{celk} = \frac{2 \cdot m_v}{15} \quad (5.1)$$

$$m_{celk} = \frac{2 \cdot 1240560}{15}$$

$$m_{celk} = 165408 \quad [kg]$$

Celkový objem vody v systému při uvažované hustotě vody  $998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  je:

$$V_{celk} = \frac{m_{celk}}{998} \quad (5.2)$$

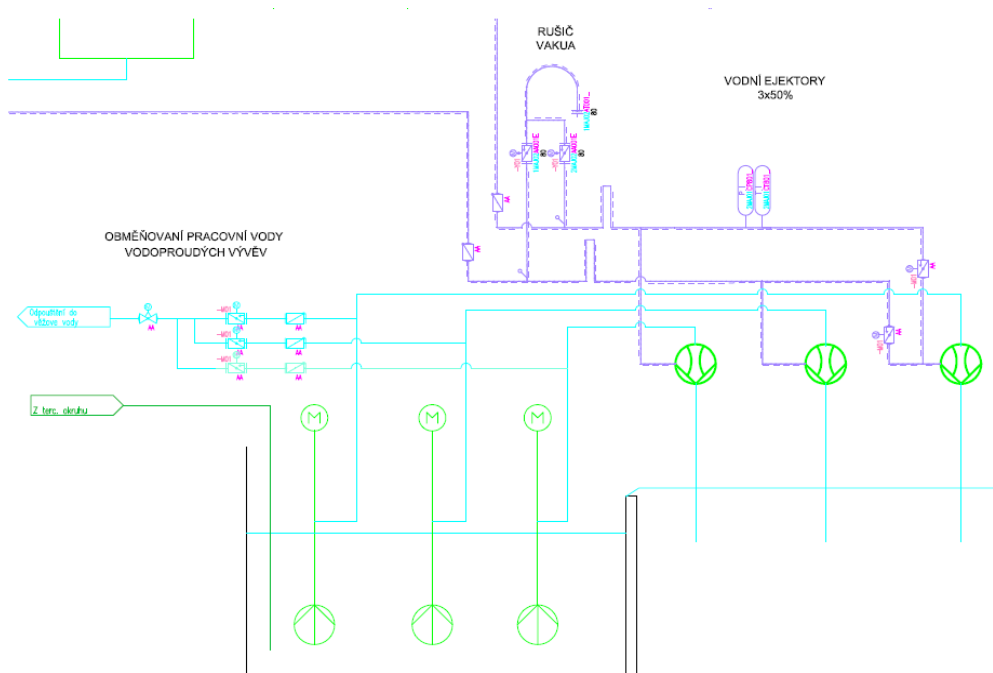
$$V_{celk} = \frac{165408}{998}$$

$$V_{celk} = 165,74 \quad [m^3]$$

Jímku je vhodné rozdělit stěnou na dvě části. Stěna vytváří přepad a odděluje prostor, ve kterém se nachází sací koše čerpadel vodoproudých vývěv od prostoru, do kterého ústí směs vody a odsátého plynu. Vytvořený přepad je nedokonalý a jeho výška je 8 cm. Malá výška přepadu se volí z toho důvodu, aby nedocházelo k nežádoucímu okysličování vody.

Určitou část vody z jímky vývěv je nezbytné obměňovat, a to z důvodu jejího ohřívání. Voda je obměňovaná tak, že část vody z výtlaku čerpadel je odebíraná a vedena potrubím do teplé větve terciárního okruhu, ve kterém proudí tzv. věžová voda. Množství vody pro obměnu se uvažuje přibližně 10% z potřebného vypočteného množství pracovní vody pro vývěvy [6]. Množství vody v jímce je doplňováno ze studené větve terciárního okruhu elektrárny. Studená voda je přiváděná do té části jímky kde se nachází sání čerpadel, a to z důvodu zajištění nízké teploty pracovní látky. V jímce je měřena hladina vody analogovým, plovákovým snímačem umístěným za přepadem v dostatečné vzdálenosti od sání čerpadel v tzv. uklidňovacím krytu. Tento kryt zabraňuje výraznému kolísání hladiny.

Systém zapojení vývěv je následující. Každému kondenzátoru bude přiřazena jedna pracovní vývěva s jedním pracovním čerpadlem. V záloze bude trvale připravena jedna vývěva s jedním záložním čerpadlem. Schéma tohoto zapojení je na obrázku č. 5.1.



Obr. č. 5.1 Schéma navrhovaného zapojení vodoproudých vývěv.

## 5.2 Volba čerpadla pracovní látky

Čerpadlo pracovní látky má za úkol jednak dopravovat potřebné množství pracovní látky  $m_v$  pro vývěvu a jednak zajišťovat částečnou obměnu vody v jímce vývěv tím, že část vody z výtlačného potrubí čerpadla je odváděná do terciálního okruhu. Potřebné množství pracovní vody pro vývěvu je vypočítáno ve čtvrté kapitole této diplomové práce, a je  $344,6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Množství vody pro obměnu  $m_{ob}$  je přibližně 10% z celkového množství pracovní látky obou vývěv. Toto množství vody, se rozdělí mezi jednotlivá pracovní čerpadla tak, že každé z čerpadel dopravuje do výtlačného potrubí 110% z vypočítaného potřebného množství pracovní vody pro danou vývěvu. Pro tento případ to znamená, že čerpadlo bude dopravovat  $m_v + m_{ob}$  vody. Přičemž  $m_{ob}$  je zmiňovaných 10% z množství pracovní látky pro navržený vodní ejektor.

$$m_{ob} = \frac{m_v}{100} \cdot 10 \quad (5.3)$$

$$m_{ob} = \frac{344,6}{100} \cdot 10$$

$$m_{ob} = 34,46 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Celkové množství vody dopravované do výtlačného potrubí čerpadla je:

$$\dot{m}_{\text{čerp}} = \dot{m}_v + \dot{m}_{ob} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{\text{čerp}} = 344,6 + 34,46$$

$$\dot{m}_{\text{čerp}} = 379,06 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Do čerpadla je nutno přivést tolik energie, aby čerpaná kapalina zvýšila svou tlakovou energii ze 101 kPa na 300 kPa, zvýšila svou polohovou energii o hodnotu odpovídající výškovému rozdílu hladin, v tomto případě bude tato hodnota dána rozdílem polohy hladiny v jímce vývěv a nejvyšším bodem na výtlačném potrubí, a zvýšila svou kinetickou energii o hodnotu odpovídající nárůstu rychlosti kapaliny o  $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Rovnice, pomocí které se určí toto množství energie, se jmenuje rovnice celkové dopravní výšky čerpadla a matematicky ji lze vyjádřit následovně:

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (5.5)$$

$$Y = \frac{300000 - 100000}{998} + 9,81 \cdot 4 + \frac{1}{2} (3_2^2 - 0_1^2)$$

$$Y = 244,14 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Pro dopravu pracovní látky je zvoleno čerpadlo 400-CVFFV-530-68/1-LN-FE společnosti SIGMA GROUP a.s. Základní parametry čerpadla jsou uvedeny v tabulce č. 5.1.

Tabulka č. 5.1 Parametry čerpadla 400-CVFFV-530-68/1-LN-FE

Čerpaná kapalina	čistá chladicí voda	
Teplota	20	°C
Hustota	998	kg/m <sup>3</sup>
Absolutní tlak par	0,0023	MPa
Průtok	379	l/s
Dopravní výška	24	m
Účinnost	71,9	%
Specifikovaná hustota	998	kg/m <sup>3</sup>
Specifikované otáčky	998	1/min
Tlak na sání (abs)	0,1013	MPa
Tlak na výtlačku (abs)	0,3000	MPa
Příkon čerpadla	128,7 při 998	kW

Potřebný výkon motoru	132,0	kW
Sání DN/PN	sací koš	
Sání poloha	pod podlahou	
Výtlak DN/PN	400/10 ČSN EN 1092-2	
Výtlak poloha	pod podlahou	
Smysl otáčení	vpravo při pohledu od pohonu	
Hmotnost čerpadla	1816	kg

Charakteristiky a nákres čerpadla jsou k dispozici jako příloha H a I této diplomové práce. Tyto materiály byly poskytnuty společností SIGMA GROUP a.s.

Při dopravovaném množství vody  $379,06 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  a účinnosti čerpadla 71,9% lze potřebný elektrický příkon čerpadla  $P_{el}$  vyjádřit pomocí následující rovnice:

$$P_{el} = \frac{m_{\text{čerp}} \cdot Y}{\eta_{\text{č}}} \quad (5.6)$$

$$P_{el} = \frac{379,06 \cdot 244,14}{0,719}$$

$$P_{el} = 128,7 \quad [kW]$$

kde:

$m_{\text{čerp}}$  .... je hmotnostní množství dopravované látky  $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ ,

$Y$  ..... je celková dopravní výška čerpadla  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ ,

$\eta_{\text{č}}$ ..... je účinnost čerpadla  $[-]$ .

Pro pohon čerpadla je zvolen elektromotor SIEMENS 1LG4 317-6AA6x. Základní parametry elektromotoru jsou uvedeny v tabulce č. 5.2.

Tabulka č. 5.2 Parametry elektromotoru SIEMENS 1LG4 317-6AA6x.

Provedení	IMV1 se stříškou	
Výkon	132	kW
Spínání	přímé	
Napětí	400	Volt
Frekvence	50	Hz
Otáčky	988	1/min
Impregnace	mokro	
Hmotnost	920	kg

## 6 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout vodoproudou vývěvu zapojenou ke kondenzátoru Jaderné elektrárny Dukovany na základě zadaných hodnot uvedených v zadání diplomové práce. Vývěva byla navrhována pro odsávání nekondenzujících plynů z prostoru kondenzátoru.

V rešeršní části práce byla pozornost věnována proudovým přístrojům a problematice zvyšování účinnosti tepelného oběhu metodou optimalizace tlaku v kondenzátoru.

Jádrem diplomové práce byl termodynamický výpočet vodoproudé vývěvy a konstrukční návrh dýzy tohoto zařízení. Prvním významným úkolem termodynamického výpočtu bylo stanovení množství pracovní látky, kterou dle zadání byla voda o teplotě 20°C a tlaku 300 kPa. Potřebné množství pracovní látky bylo stanoveno dvěma způsoby a to analytickou metodou a metodou založenou na empirických vzorcích. První z těchto metod se ukázala sice jako fyzikálně možná a správná, avšak z důvodu srovnávání velice blízkých hodnot entalpií ne jako zcela vhodná. Výpočet podle empirických vztahů byl proveden ve spolupráci s pracovníky oddělení kondenzace firmy Doosan Škoda Power a.s.

Na základě tohoto výpočtu byly stanoveny hlavní rozměry vodoproudé vývěvy a byl proveden tvarový a konstrukční návrh dýzy pracovní látky. Výsledkem práce byl kompletní návrh vodního ejektoru (přívodní potrubí, tryska, sací i směšovací komora a difuzor) se všemi potřebnými rozměry. V práci byla rovněž stručně popsána problematika modelování proudění v programu Ansys-Fluent, na příkladu proudění nestlačitelného prostředí v trysce navrženého vodního ejektoru.

V poslední části této diplomové práce bylo řešeno zapojení navržené vodoproudé vývěvy do stávajícího sekundárního okruhu JEDU. Byl zde proveden návrh a výpočet objemu jímky vývěv a čerpadla pracovní látky, které krom pracovní vody pro vývěvu zajišťovalo i obměnu vody v jímce vývěv. Na základě výpočtu bylo vybráno čerpadlo společnosti SIGMA GROUP a.s.

## 7 Seznam použité literatury

- [1] AMBROŽ, J. *Parní turbíny a kondenzace*. Praha: České vysoké učení technické v Praze 1980. 281 s.
- [2] BOJKO, M.; KOZUBKOVÁ, M.; RAUTOVÁ, J. *Základy hydromechaniky a zásobování hasiv*. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství 2007. 181 s.
- [3] HIBŠ, M. *Podzvukové difuzory*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985. 152 s.
- [4] HIBŠ, M. *Proudové přístroje*. 2. přepracované vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1981. 184 s.
- [5] JANALÍK, J.; ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2002. 128 s. ISBN 80-248-0038-1.
- [6] JINDŘICH, J.; BLOVSKÝ, J. *Příručka pro začínající projektanty*. Plzeň, 2010. 215 s.
- [7] KADRNOŽKA, J. *Lopátkové stroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. 29 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [8] KOLARČÍK, K. *Proudové kompresory*. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1994. 29 s. ISBN 80-7078-212-9.
- [9] KOZUBKOVÁ, M.; BLEJCHAŘ, T.; BOJKO, M. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava 2011. 174 s. ISBN 978-80-248-2491-8
- [10] MAŠTOVSKÝ, O.; AMBROŽ, J.; a kol. *Tepelné proudové stroje*. Praha: České vysoké učení technické v Praze 1968. 260 s.
- [11] SOKOLOV, E. J.; ZINGER, N. M. *Strujnyje apparaty*. Moskva: Energija 1970. 345 s.

[12] Podklady a materiály společnosti Doosan Škoda Power.

### **Internetové zdroje**

- [13] <http://isdv.upv.cz/portal/pls/portal/portlets.pts.det?xprim=38660&lan=cs>  
Úřad patentového vlastnictví, patentový spis č 279 236,
- [14] <http://www.stelmar.cz/fotogalerie.php>
- [15] <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kavitace>

## 8 Seznam obrázků

Obr. č. 2.1	Schéma proudového přístroje.....	13
Obr. č. 2.2	Základní tvary směřovacích komor.....	14
Obr. č. 2.3	Proudový přístroj markýze d'Ectot.....	14
Obr. č. 2.4.	Giffardův paroproudý injektor pro napájení parního kotle.....	15
Obr. č. 2.5.	Izoentropická a skutečná expanze znázorněna v i-s diagramu.....	16
Obr. č. 2.6	Charakteristika dýzy.....	17
Obr. č. 2.7	Tvary podkritických dýz.....	18
Obr. č. 2.8	Lavalová dýza.....	19
Obr. č. 2.9	Ideální a skutečné proudění difuzorem.....	21
Obr. č. 2.10	Vícestupňový proudový přístroj pro čerpání ropy.....	22
Obr. č. 3.1	Vliv snížení tlaku v kondenzátoru na účinnost oběhu.....	26
Obr. č. 3.2	Umístění kondenzátoru pod NT dílem turbíny.....	27
Obr. č. 3.3	Uspořádání teplosměnné plochy v kondenzátoru a umístění odsávání parovzdušné směsi .....	28
Obr. č. 3.4	Průběh parciálních tlaků vzduchu a páry v jednotlivých částech kondenzátoru.....	30
Obr. č. 3.5	Schéma zapojení paroproudých vývěv.....	31
Obr. č. 3.6	Schéma zapojení vodokružných vývěv .....	32
Obr. č. 3.7	Zařízení pro zamezení nátoky kapaliny do vakuových prostor.....	34
Obr. č. 3.8	Schéma zapojení vodoproudých vývěv .....	35
Obr. č. 4.1	Průběh tlaku při vodním skoku ve vodoproudé vývěvě.....	54
Obr. č. 4.2	Řez modelem navržené vodoproudé vývěvy .....	56
Obr. č. 4.3	Geometrie základní oblasti s vytvořenou sítí a definovanými plochami.....	58
Obr. č. 4.4	Rychlostní pole v dýze a částí přívodního potrubí.....	60
Obr. č. 4.5	Průběh změny tlaku v dýze pracovní látky.....	60
Obr. č. 4.6	Vznik kavitace a její vliv na povrch lodního šroubu.....	61
Obr. č. 5.1	Schéma navrhovaného zapojení vodoproudých vývěv .....	64



## 9 Seznam tabulek

Tabulka č. 2.1	Závislost tlakové ztráty difuzoru na velikosti vrcholového úhlu.....	21
Tabulka č. 4.1	Zadané hodnoty a podmínky v kondenzátoru.....	36
Tabulka č. 4.2	Teploty a jim odpovídající tlaky sytosti.....	61
Tabulka č. 5.1	Parametry čerpadla 400-CVFFV-530-68/1-LN-FE.....	65
Tabulka č. 5.2	Parametry elektromotoru SIEMENS 1LG4 317-6AA6x.....	66

## 10 Seznam grafů

Graf č. 1	Závislost hmotnostního toku pracovní látky na teplotě po smíchání s parovzdušnou směsí .....	42
-----------	--	----

## 11 Seznam příloh

Příloha A	výkres č. 130429-04-1
Příloha B	výkres č. 130429-03-2
Příloha C	výkres č. 130429-03-3
Příloha D	výkres č. 130429-04-4
Příloha E	výkres č. 130429-04-5
Příloha F	výkres č. 130429-04-6
Příloha G	výkres č. 130429-02-00
Příloha H	Charakteristiky čerpadla
Příloha I	Nákres čerpadla pracovní látky
Příloha J	Schematický nákres ejektoru se všemi vypočítávanými rozměry